



TUGAS AKHIR – TM 090340

**PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI MESIN
PENCACAH TEBON JAGUNG BERKAPASITAS
200 KG/JAM**

**AHMAD WAHYU KRISHADIATNO
NRP : 2111 030 012**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, MT
19620424 198 903 1 005**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2015**



FINAL PROJECT – TM 090340

**DESIGN TRANSMISSION SYSTEM OF
ENUMERATOR ROD CORN MACHINE WITH
CAPACITY 200 KG / HOUR**

**AHMAD WAHYU KRISHADIATNO
NRP : 2111 030 012**

**Advisor
Ir. Suhariyanto, MT
19620424 198 903 1 005**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institut of Technology
Surabaya
2015**

KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr.Wb.

Segala puji dan syukur dipanjatkan kehadiran Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat-NYA, sehingga penyusunan tugas Akhir yang berjudul :

“SISTEM TRANSMISI MESIN PENCACAH TEBON JAGUNG BERKAPASITAS 200 KG/JAM” dapat diselesaikan dengan baik.

Laporan ini disusun sebagai salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS untuk bisa dinyatakan lulus.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis berusaha menerapkan ilmu yang didapat selama menjalani perkuliahan di D3 Teknik Mesin. Penulis tidak akan mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini tanpa bantuan, saran, dukungan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. selaku Koordinator Program Studi Diploma D3 Teknik Mesin FTI-ITS dan selaku dosen pembimbing yang telah memberikan saran serta bimbinganya sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir.
2. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Ibu Sri Bangun, ST, MT. selaku dosen wali yang telah memberikan bimbingannya selama kuliah di D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Dosen Penguji yang memberikan saran dan masukan guna menyempurnakan Tugas akhir ini.
5. Bapak, Ibu dan keluarga tercinta atas kasih sayang, doa, dukunganya serta materi yang tak ada hentinya diberikan kepada penulis.

6. Elvien Trihanida yang selalu setia memberi dukungan, semangat, dan doa sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
7. Semua teman-teman warga atau alumni angkatan 2011, 2012 dan 2013 atas segala pelajaran hidupnya terutama temen-temen mahasiswa.
8. Terimakasih kepada Mas Slamet bengkel Ngingas Sidoarjo yang telah membantu dalam mengerjakan alat tersebut.
9. Dan Semua pihak yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari sepenuhnya, bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran dari berbagai pihak, yang dapat mengembangkan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca dan mahasiswa, khususnya mahasiswa Program studi Sarjana Teknik Mesin FTI-ITS dan D3 Teknik Mesin FTI-ITS.

Wassalamu'alaikum Wr.Wb.

Surabaya, 24 Januari 2015

Penulis

LEMBAR PENGESAHAN

**PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI MESIN
PENCACAH TEBON JAGUNG BERKAPASITAS
200 KG/JAM**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya

Pada

Bidang study Manufaktur
Program Study Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

AHMAD WAHYU KRISHADIATNO

NRP.2111030012

Mengetahui / Menyetujui :
(Pembimbing)

SURABAYA, JANUARI 2015



Dr. Subariyanto, MT

NRP.19620424 198 903 1 005

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI MESIN PENCACAH TEBON JAGUNG BERKAPASITAS 200 KG/JAM

Nama Mahasiswa : Ahmad Wahyu Krishadiatno
NRP : 2111 030 012
Jurusan : Diploma III Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, MT

ABSTRAK

Di Jawa timur banyak peternak sapi khususnya didaerah dataran tinggi, tentu akan diperlukan pakan ternak yang baik misalnya tebon jagung yang dirajang. Untuk perajang tebon jagung tersebut maka diperlukan mesin pencacah tebon jagung. Oleh karena itu pada tugas akhir ini akan dilakukan pembuatan mesin pencacah tebon jagung melalui perhitungan elemen-elemen mesin, khususnya perencanaan sistem transmisinya.

Langkah – langkah yang dilakukan untuk tujuan tersebut adalah: observasi alat pencacah, studi literature, pengambilan data, desain alat, pengadaan alat, perakitan alat dan kemudian pengujian alat. Sehingga dapat mengetahui kapasitas mesin tersebut.

Hasil perhitungan dan pembahasan diperoleh kesimpulan bahwa belt yang dipilih adalah V-Belt jenis A dengan umur belt 989.266,78 jam, panjang belt 2210 mm dan diameter pulley driver 95 mm untuk pulley driven 552 mm dengan bahan besi. Untuk diameter-dalam bearing/bantalan yang dipakai 25mm (ball bearing-single row deep groove type P 205) dengan umur bearing 19.602,76 jam kerja. Kapasitas yang diperoleh hasil percobaan sebesar 210 kg/jam .

Kata Kunci : Belt , Pulley Dan Bearing /Bantalan

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DESIGN TRANSMISSION SYSTEM OF ENUMERATOR ROD CORN MACHINE WITH CAPACITY 200 KG / HOUR

Students Name : Ahmad Wahyu Krishadiatno
NRP : 2111 030 012
Department : Diploma III Mechanical
Engineering FTI-ITS
Advisor : Ir. Suhariyanto, MT

ABSTRACT

In eastern Java many cattle ranchers particularly in the area of high plateau, it will be required good fodder for example chopped rod corn. For rod corn chopper, so it needed a thrasher rod corn. Therefore in this final project will be making rod corn thrasher by calculating machine elements, in particular the transmission system planning.

Steps – steps taken for this purpose are : observation count tool, literature studies, data collection, tool design, procurement of equipment, assembly tools and then testing tool. So as to determine the capacity of the machine.

Calculation result and discussion we concluded that the belt is selected V – Belt type A with age 989.266,78 hours belt, belt length 2210 mm and diameter of 95 mm driver pulley to pulley driven 552 mm with iron material. For the inside diameter of the bearing / bearing used 25mm (ball bearings single row deep – groove type P 205) with bearing age 19.602,76 hours. Capacity obtained experimental result of 210 kg/hour.

Keyword: Belt, Pulley and Bearing.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL

LEMBAR PENGESAHAN

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 LatarBelakang.....	1
1.2 RumusanMasalah.....	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Manfaat	3
1.6 SistematikaPenulisan	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Jagung.	5
2.2 Mesin Pencacah Rumput Gajah.	6
2.3 Mesin Pencacah Jerami	7
2.4 Mesin Pencacah Enceng Gondok untuk Pembuatan Biogas.....	9
2.5 Belt Dan Pulley	9
2.5.1 Daya Dan Momen Perencanaan.....	16
2.5.2 Pemilihan Belt	18
2.5.3 Pemilihan atau Perhitungan Diameter Pulley ...	19
2.5.4 Kecepatan Keliling atau Kecepatan Linier	20
2.5.5 Panjang Belt (L).....	21
2.5.6 Jarak Kedua Sumbu Poros (C).....	22
2.5.7 Gaya Tarik Efektif	23
2.5.8 Rangkaian Elastis (Elastis Creep).....	25
2.5.9 Jumlah Belt (Z).....	27

2.5.10 Tegangan Maksimal Yang Ditimbulkan	27
2.5.11 Perhitungan Umur Belt	29
2.5.12 Tegangan Yang Timbul Akibat Beban	30
2.5.13 Sudut Kontak	31
2.5.14 Dimensi Pulley.....	32
2.5.15 Gaya-Gaya Yang Diterima Poros Pulley	33
2.6 Bantalan (Bearing)	34
2.6.1 Klasifikasi Bantalan	35
2.6.2 Gesekan Dan Prediksi Umur Rolling Bearing ..	37

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir.....	43
3.2 Penjelasan Diagram Alir	44

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Belt dan Pulley	47
4.1.1 Daya dan Momen Perencanaan.....	47
4.1.2 Pemilihan Belt.....	48
4.1.3 Diameter Pulley.....	49
4.1.4 Kecepatan Keliling.....	52
4.1.5 Panjang Belt	53
4.1.6 Pengecekan Kembali Jarak Poros	53
4.1.7 Gaya-Gaya Pada Belt	54
a. Gaya Tarik Efektif.....	54
b. Sudut Kontak.....	55
c. Gaya Tarik Belt Pada Sisi Kendor Dan Kencang.	56
4.1.8 Jumlah Belt	57
a. Perhitungan Tegangan Yang Timbul Akibat Beban.	57
b. Jumlah Belt Yang Dibutuhkan.....	57
4.1.9 Tegangan Maksimum Pada Belt	58
4.1.10 Prediksi Umur Belt.....	59

4.2 Perhitungan Bantalan.....	60
4.2.1 Perhitungan Beban Ekvivalen	60
4.2.2 Umur Bantalan.....	61
4.2.3 Besar Daya Yang Hilang Dibantalan.....	62
4.3 Hasil Rancangan Alat	63
4.4 Hasil Percobaan	65
4.4 Pembahasan	66
 BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	67
5.2 Saran	68
 DAFTAR PUSTAKA	69
LAMPIRAN	
BIODATA	

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Tanaman Jagung	6
Gambar 2.2. Mesin Pencacah Rumput Gajah	7
Gambar 2.3. Contoh Alat Pencacah Jerami	9
Gambar 2.4. Contoh Alat Pencacah Eceng Gondok	10
Gambar 2.5. Belt dan pulley	10
Gambar 2.6. Kontruksi Sabuk-V	12
Gambar 2.7. V-Belt Konvensional Tugas Berat.....	12
Gambar 2.8. V-Belt Konvensional SI Tugas Berat.....	12
Gambar 2.9. V- Belt Tugas Ringan	13
Gambar 2.10. Starrope, Prene V-rope, Flextar dan Flat belt. ..	14
Gambar 2.11. Hexagonal dan Raw Edge	14
Gambar 2.12. Raw Edge, Ribstar, Polymar dan MB belt	15
Gambar 2.13. Timing belt.....	15
Gambar 2.14. Diagram pemilihan V-belt	18
Gambar 2.15. Dimensi beberapa tipe dari V-belt	19
Gambar 2.16. Panjang belt, jarak antar sumbu, dan sudut kontak.....	22
Gambar 2.17. Distribusi tarikan atau gaya pada belt.....	23
Gambar 2.18. Kondisi belt dan diagram creep	27
Gambar 2.19. Diagram tegangan pada belt yang terjadi di berbagai tempat.....	28
Gambar 2.20. Sudut Kontak belt	32
Gambar 2.21. Bentuk dan dimensi pulley.....	33
Gambar 2.22. Kontruksi poros dengan bearing	34

Gambar 2.23. Bearing sebagai penyangga poros pada sebuah reduce.....	34
Gambar 2.24. Journal Bearing.....	35
Gambar 2.25. Journal Bearing dan ketebalan minyak pelumas.....	35
Gambar 2.26. Ball Bearing Dan Roller Bearing.....	36
Gambar 2.27. Rolling bearing (needle)....	36
Gambar 2.28. Bearing terpasang pada mesin sepeda motor.....	37
 Gambar 3.1. Diagram Alir Penelitian.....	 44
Gambar 3.2. Gambar Sket Pencacah rumput gajah.....	45
 Gambar 4.1. Dimensi Belt jenis A.....	 49
Gambar 4.2. Diameter pulley driver	50
Gambar 4.3. Diameter pulley driven	50
Gambar 4.4. Bentuk Sudut Groove Dari Pulley	51
Gambar 4.5. Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Belt.....	52
Gambar 4.6. Distribusi Tarikan Atau Gaya Pada Belt	54
Gambar 4.7. Foto Mesin Pencacah Tebon Jagung	64

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Diameter Pulley Yang Kecil	20
Tabel 2.2. Koefisien Gesek Antara Belt Dan Pulley	25
Tabel 2.3. Harga Rata-Rata Koefisien Gesek Pada Bearing.....	38
Tabel 2.4. Ball Bearing Service Factors	41
Tabel 4.1. Hasil Cacahan Tebon Jagung.....	65

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Tanaman jagung sangat bermanfaat bagi kehidupan manusia dan hewan. Di Indonesia, jagung merupakan komoditi tanaman pangan kedua terpenting setelah padi. Berdasarkan urutan bahan makanan pokok di dunia, jagung menduduki urutan ke 3 setelah gandum dan padi. Di daerah Madura, jagung banyak dimanfaatkan sebagai makanan pokok.

Akhir-akhir ini tanaman jagung semakin meningkat penggunaannya. Tanaman jagung banyak sekali gunanya, sebab hampir seluruh bagian tanaman dapat dimanfaatkan untuk berbagai macam keperluan, salah satunya adalah batang dan daun jagung atau yang sering disebut “tebon” sebagai pakan sapi. Tebon jagung, merupakan salah satu jenis pakan ternak yang berkualitas dan disukai sapi. Tebon jagung juga mengandung zat-zat makanan yang bermanfaat bagi kelangsungan hidup ternak, selain air, lemak, serat kasar, protein, mineral serta vitamin.

Para peternak banyak yang membudidayakan tanaman jagung, selain buahnya bisa untuk bahan pangan manusia, batang dan daunnya untuk pakan ternak terutama pada peternak sapi. Budidaya tanaman jagung banyak dijumpai di wilayah padat ternak dan padat penduduk seperti di Pulau Jawa dan Madura.

Oleh karena dari banyaknya peternakan di pulau Jawa terutama peternakan sapi, untuk memudahkan para peternak dalam pemotongan tebon jagung, maka dibutuhkan alat-alat pertanian khususnya mengenai mesin alternatif sebagai alat yang dapat digunakan untuk pencacah tebon jagung, tanaman yang dapat dimanfaatkan sebagai tambahan pakan sapi dari tahun ketahun. Oleh karena itu, dibutuhkan suatu mesin yang sangat sederhana tapi mempunyai manfaat yang sangat besar.

Maka dari itu terciptalah mesin sederhana yang mempunyai manfaat besar bagi peternak sapi yaitu *mesin pencacah tebon jagung*.

1.2. Rumusan Masalah

Dari uraian singkat dan latar belakang, maka dirumuskan permasalahan sebagai berikut :

- 1 Berapa diameter pulley driver dan pulley driven yang akan digunakan pada mesin pencacah tebon jagung.
- 2 Bagaimana jenis dan bahan belt yang akan dipergunakan di mesin pencacah tebon jagung.
- 3 Jenis bearing/bantalan apa yang akan dipergunakan didalam mesin pencacah tebon jagung dan berapa daya yang akan hilang dibantalan.
- 4 Berapa kapasitas actual yang dihasilkan oleh mesin.

1.3. Tujuan

Tujuan dari pembuatan alat ini adalah :

1. Agar dapat mengetahui diameter pulley driver dan pulley driven yang akan dipergunakan.
2. Mengetahui jenis dan bahan belt yang akan dipergunakan di mesin pencacah tebon jagung.
3. Untuk mengetahui jenis bearing/bantalan yang akan digunakan sehingga dapat mengetahui daya yang hilang di bantalan.
4. Untuk mengetahui kapasitas actual yang dihasilkan oleh mesin.

1.4. Batasan Masalah

Dalam rancang bangun alat ini yang dicacah adalah batang dan daun jagung yang dimanfaatkan untuk pakan hewan sapi. Permasalahan yang dibahas dalam rancang bangun alat ini meliputi:

1. Rancang bangun alat ini tidak membahas biaya proses produksi.
2. Tidak membahas kekuatan rangka pada mesin pencacah tebon jagung dan tidak membahas proses pengelasan.
3. Tidak membahas vibrasi yang terjadi pada saat mesin pencacah tebon jagung bekerja.

1.5. Manfaat

Manfaat yang diharapkan dari hasil tugas akhir ini adalah :

1. Membantu dalam meningkatkan kapasitas produksi pakan hewan ternak khususnya tebon jagung.
2. Diharapkan mampu membantu para peternak hewan sapi dalam efisiensi kerja dengan memanfaatkan alat ini.
3. Mampu memberikan kontribusi yang bermanfaat bagi perkembangan pengetahuan dan teknologi, serta memungkinkan bentuk kerja sama dalam memanfaatkan teknologi tepat guna untuk membantu kerja manusia.

1.6. Sistematika Penulisan

Penyusunan Tugas Akhir ini terbagi dalam lima bab yang secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut :

BAB I. PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang, tujuan, batasan masalah, dan sistematika penulisan dalam rancang bangun Tugas Akhir.

BAB II. DASAR TEORI

Pada bab ini akan dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan laporan Tugas Akhir.

BAB III. METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi perencanaan, diagram alir perancangan dan proses simulasi.

BAB IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dibahas tentang perhitungan dan analisis dari data yang didapat dari hasil perancangan.

BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN

Memuat kesimpulan berdasarkan tujuan Tugas Akhir dan rumusan masalah yang dibuat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II

DASAR TEORI

Pada bab ini akan dibahas definisi tentang jagung dan alat-alat yang sudah pernah dibuat sebelumnya, beberapa contohnya yaitu: *mesin pencacah rumput gajah, mesin pencacah jerami, mesin pencacah enceng gondok*. Komponen elemen mesin yang digunakan pada mesin-mesin tersebut antara lain : belt dan pulley, poros dan pasak, bearing dan sebagainya. Prinsip kerja mesin-mesin tersebut akan dijelaskan pada sub bab berikut ini.

2.1 Jagung

Jagung adalah tanaman rerumputan tropis yang sangat adaptif terhadap perubahan iklim dan memiliki masa hidup 70-120 hari. Jagung dapat tumbuh hingga ketinggian 3 meter. Jagung memiliki nama latin *Zea mays*. Temperatur maksimal dari tanaman jagung mulai dari fase pertumbuhan dan perkembangan adalah 18-32⁰C. Di daerah Asia Tenggara, fase kekeringan terjadi pada bulan April-Mei akan menjadi faktor pembatas pertumbuhan tanaman jagung. (Belfield dan Brown,2008)

Jagung merupakan salah satu bahan pangan pokok selain padi dan gandum. Banyak sekali makanan olahan yang berasal dari jagung, baik itu makanan olahan maupun yang tradisional. Tanaman jagung banyak sekali gunanya, sebab hampir seluruh bagian tanaman dapat dimanfaatkan untuk berbagai macam keperluan, salah satunya adalah batang dan daun jagung atau yang sering disebut “tebon ”. Adapun nilai nutrisi tebon jagung adalah sbb:

Hasil analisa proksimat terhadap tebon jagung umur 40 hari dan 50 hari, kandungan air tebon jagung pada umur 40 hari

sangat tinggi yaitu 89,79%, sehingga kandungan bahan kering sangat rendah yaitu 10,19%. Namun kandungan protein cukup tinggi yaitu 15,31. Kandungan serat masih rendah yaitu 10,8%.

Tebon umur 50 hari kandungan airnya lebih rendah disbanding tebon umur 40 hari yaitu 71,97%, kandungan protein masih rendah disbanding tebon umur 40 hari yaitu sebesar 12,06%, namun kandungan serat lebih tinggi yaitu 22,90%.



Gambar 2.1 Tanaman Jagung (www.wikipedia.com)

2.2 Mesin Pencacah Rumput Gajah

Rumput mengandung zat-zat makanan yang bermanfaat bagi kelangsungan hidup ternak, seperti air, lemak, serat kasar, protein, mineral serta vitamin. Rumput yang umum digunakan sebagai hijauan pakan adalah rumput gajah dan rumput raja.

Karena oleh itu kebutuhan akan mesin-mesin pertanian khususnya mengenai mesin alternative sebagai alat yang dapat digunakan untuk pencacah rumput gajah, tanaman yang dapat dimanfaatkan sebagai tambahan pakan ternak dari tahun ketahun. Oleh karena itu, dibutuhkan suatu mesin yang sangat sederhana tapi mempunyai manfaat yang sangat besar. Seiring dengan pesatnya perkembangan teknologi saat ini, pengguna mesin-mesin ciptaan manusia telah banyak digunakan untuk

mempermudah dan mempercepat segala hal yang dikerjakan manusia. Selain itu mesin-mesin tersebut juga memiliki tingkat produktifitas yang lebih besar dengan waktu yang sangat relative singkat.

Cara kerja alat ini :

- a) Rumput gajah dimasukan kedalam corong.
- b) Pisau berputar karena mendapatkan daya dari motor listrik.
- c) Maka daya dari motor listrik ke pisau dihubungkan dengan belt dan pulley jadi.
- d) Hasil dari cacahan rumput gajah akan keluar melalui saluran keluar.

(Sumber : Agus Supradian, 2014)



Gambar 2.2 Contoh mesin pencacah rumput gajah

2.3 Mesin Pencacah Jerami

Mesin pencacah jerami merupakan suatu alat yang penggunaannya sangat dibutuhkan oleh kelompok masyarakat

pengusaha pakan ternak, pembuat kompos, dan pengolahan jerami.

Perkembangan di dunia peternakan di Indonesia sudah sangat pesat. Beberapa sektor jenis hewan ternak sudah dibudidayakan secara baik dan optimal. Namun, di berbagai daerah di Indonesia masih menggunakan cara-cara manual untuk memenuhi kebutuhan pakan ternak terutama sapi yang mengkonsumsi jerami sebagai makanan pokok. Oleh karena itu, demi keoptimalan kebutuhan pemenuhan konsumsi ternak terutama sapi, kami membuat alat yang membantu untuk pemenuhan kebutuhan pakan. Alat ini adalah mesin pencacah yang akan membantu mencacah jerami sehingga akan lebih mudah untuk dikonsumsi sapi sehingga hasil peternakan akan semakin meningkat.

Setelah motor diesel dihidupkan, maka putaran dari motor diesel akan memutar pulley dan sabuk transmisi akan menggerakkan pulley pada mesin yang mengakibatkan poros mesin berputar. Poros tersebut akan memutar pisau penghancur yang terpasang pada poros. Dengan mekanisme seperti ini maka jerami yang dimasukkan melalui hopper akan terpotong atau hancur. Setelah jerami hancur maka jerami akan melewati saringan untuk kemudian akan dikeluarkan melalui ekstruder dengan bantuan screw yang berputar pada porosnya. Perputaran screw yaitu dengan menggunakan pulley yang dihubungkan pada poros pisau penghancur, namun sabuk transmisi tidak langsung terhubung dengan poros pulley. Tetapi sabuk transmisi terhubung oleh Reducer terlebih dahulu, yaitu untuk mengatur perputaran poros screw supaya tidak terlalu cepat, dan hasil pencacahan yang diterima dari saringan keluar dengan sempurna melalui ekstruder. Reducer yang digunakan yaitu dengan rasio 1:40.

(Sumber: Heri P, Achmad H, Albertus D.P, 2013)



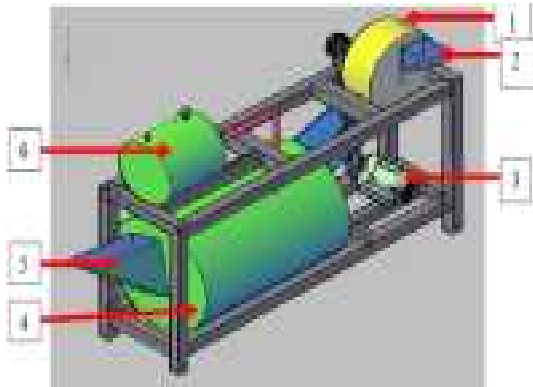
Gambar 2.3 Contoh Mesin Pencacah Jerami

2.4 Mesin Pencacah Enceng Gondok Untuk Pembuatan Biogas

Seiring berkembangnya teknologi dan diikuti dengan keterbatasannya bahan bakar khususnya gas, masyarakat berusaha memberdayakan potensi yang ada di lingkungan sekitar untuk dijadikan bahan bakar alternatif khususnya pada tanaman enceng gondok. Pada realitanya pemanfaatan enceng gondok tidak diikuti dengan fasilitas mesin untuk mengekstrasi. Untuk itu dibutuhkan teknologi yang mampu mengolah enceng gondok menjadi yang lebih bermanfaat ,dengan menggunakan mesin pencacah yang nantinya dapat mengolah enceng gondok dan proses fermentasinya untuk menghasilkan biogas tidak membutuhkan waktu yang cukup lama.

Pencacah ini digerakkan oleh motor penggerak yang mana memiliki sistem kerja sebagai berikut, motor memutar pulley penggerak, kemudian ditranmisikan kesistem menggunakan transmisi Belt untuk memutar poros utama dimana terdapat 4 pisau pencacah dan, bantalan. Perhitungan dimulai dengan merencanakan transmisi yang meliputi perencanaan pulley, belt, poros, dan bantalan. Setelah itu menghitung daya yang dibutuhkan untuk mengoperasikan pencacah ini.

(Sumber : Jujur S.W, 2012)



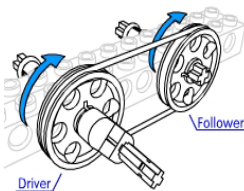
Gambar 2.4 Contoh Mesin Pencacah Enceng Gondok

Keterangan Gambar 2.3 Desain Alat:

- 1.Rumah pencacah
- 2.Hopper masukan
- 3.Motor listrik
- 4.Drum fermentasi
- 5.Hopper keluaran
- 6.Drum biogas

2.5 Belt dan Pulley

Belt termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan dengan rantai dan roda gigi. Belt terpasang pada dua buah **pulley** (puli) atau lebih, puli pertama sebagai penggerak sedangkan puli kedua sebagai puli yang digerakkan.



Gambar 2.5 Belt Dan Pulley (www.wikipedia.com)

➤ **Sabuk Datar (*Flat Belt*)**

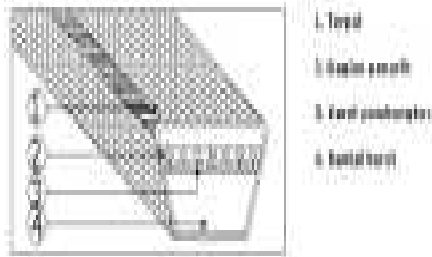
Bahan sabuk pada umumnya terbuat dari samak atau kain yang diresapi oleh karet. Sabuk datar yang modern terdiri atas inti elastis yang kuat seperti benang baja atau nilon. Beberapa keuntungan sabuk datar yaitu:

- a) Pada sabuk datar sangat efisien untuk kecepatan tinggi dan tidak bising
- b) Dapat memindahkan jumlah daya yang besar pada jarak sumbu yang panjang
- c) Tidak memerlukan puli yang besar dan dapat memindahkan daya antar puli pada posisi yang tegak lurus satu sama lain.
- d) Sabuk datar khususnya sangat berguna untuk instalasi penggerak dalam kelompok karena aksi klos.

➤ **Sabuk V (*V- Belt*)**

Sabuk-V terbuat dari kain dan benang, biasanya katun rayon atau nilon dan diresapi karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan tetoron atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. Sabuk-V dibelitkan di keliling alur puli yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang sedang membelit pada puli ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah.

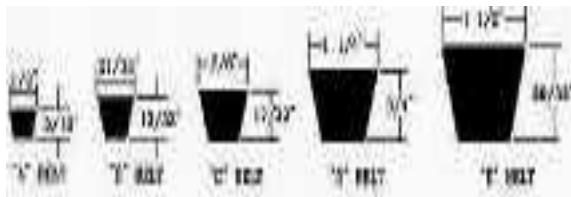
Sebagian besar transmisi sabuk menggunakan sabuk-V karena mudah penanganannya dan harganya murah. Kecepatan sabuk direncanakan untuk sampai 20 (m/s) pada umumnya, dan maksimum sampai 25 (m/s). Daya maksimum yang dapat ditransmisikan kurang lebih sampai 500 (kW).



Gambar 2.6 Kontruksi Sabuk-V (www.wikipedia.com)

A. Jenis –jenis V-Belt ada tiga jenis yaitu:

a). Tipe standar; ditandai huruf A, B, C, D, & E



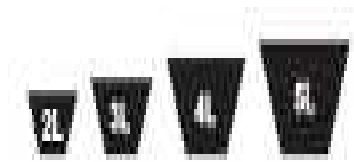
Gambar 2.7 V-Belt Konvensional Tugas Berat

b). Tipe sempit; ditandai simbol 3V, 5V, & 8V



Gambar 2.8 V-Belt Konvensional SI Tugas Berat

c). Tipe untuk beban ringan; ditandai dengan 3L, 4L, & 5L



Gambar 2.9 V- Belt Tugas Ringan

Kelebihan sabuk V dibandingkan dengan sabuk datar, yaitu:

1. Selip antara sabuk dan puli dapat diabaikan.
2. Memberikan umur mesin lebih lama,
3. Sabuk V mudah dipasang dan dibongkar.
4. Operasi sabuk dengan puli tidak menimbulkan getaran.
5. Sabuk V juga dapat dioperasikan pada arah yang berlawanan
6. Sabuk V yang dibuat tanpa sambungan sehingga memperlancar putaran dan
7. Sabuk V mempunyai kemampuan untuk menahan guncangan saat mesin dinyalakan.

Sedangkan kelemahan sabuk V dibandingkan dengan sabuk datar, yaitu:

1. Sabuk V umurnya tidak setahan lama sabuk datar.
2. Konstruksi puli sabuk V lebih rumit daripada sabuk datar.
3. Tidak dapat digunakan untuk jarak poros yang panjang.

	STARROPE® & SUPER STARROPE (Polyurethane reinforced rope)
	PRENE V-ROPE & HEXAGONAL-ROPE (Polyurethane rope)
	FLEXSTAR® (Sulfur cross-linked urea)
	FLEXSTAR®
	FLEXSTAR® (Sulfur cross-linked urea)
	Flat Belt (Untuk mesin pemadukan / flat)

Gambar 2.10 Starrope, Prene V-rope, Flextar Dan Flat belt

(www.wikipedia.com)

	Raw Edge COGGED VARIABLE SPEED-Belt
	e-POWER® Belt (Cogged Type)
	RIBSTAR Belt G & RIBSTAR U (Rubber & Polyurethane)
	POLYMAX Belt (Wide-angle polyurethane V-belt)
	MB Belt (Untuk mesin jahit)

Gambar 2.11 Hexagonal Dan Raw Edge (www.wikipedia.com)

	HEXAGONAL V-Belt
	Orange label Raw Edge COGGED V-Belt (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	SUPER GOLD 1000 Raw Edge COGGED V-Belt (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	Raw Edge MULTI-PLY V-Belt (Penggunaan untuk automotive)
	Raw Edge COGGED V-Belt (Automotive use)

Gambar 2.12 Raw Edge, Ribstar, Polymar Dan MB Belt
(www.wikipedia.com)

	SUPER TORQUE Timing Belt (Penggunaan umum)
	MEGA TORQUE G & U (Penggunaan untuk Heavy Duty)
	TIMING BELT G (Penggunaan untuk umum)
	TIMING BELT U (Penggunaan umum - terbuat dari polyurethane)
	GREEN ECO ®

Gambar 2.13 Timing Belt (www.wikipedia.com)

2.5.1 Daya Dan Momen Perencanaan

Supaya hasil perencanaan aman, maka besarnya daya dan momen untuk perencanaan dinaikkan sedikit dari daya yang ditransmisikan (P), yang disebut dengan daya perencanaan atau daya desain (P_d) yang dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$P_d = f_c . P \dots\dots\dots(2.1)$$

(Sularso, 1997 : 7)

Dimana :

P_d = Daya Perencanaan

f_c = Faktor koreksi

P = Daya yang ditransmisikan

Hubungan antara daya dan torsi dapat dilihat pada rumus – rumus dibawah ini :

1. Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP
(dobrovolsky, 1985 : 401)

$$T = 71.620 \frac{P}{n} \dots\dots\dots(2.2a)$$

Dimana : T = Torsi, kg.cm

P = daya, HP

n = putaran poros, rpm

2. Torsi satuannya kgf.mm dan Daya satuannya kW
(Sularso, 2000 : 7)

$$T = 9,74.10^5 \frac{P}{n} \dots\dots\dots(2.2b)$$

Dimana : T = Torsi , kg.mm
P = Daya, kW

3. Torsi satuannya lbf.in dan Daya satuannya HP (*Collins Jack A, 2003 : 180*)

$$T = 63.025 \frac{P}{n} \dots\dots\dots(2.2c)$$

Dimana : T = Torsi, lbf.in
P = Daya, HP

$$T = 63.000 \frac{P}{n}$$

4. Torsi satuannya N.m dan Daya satuannya HP
(*deutschman, 1983 : 334*)

$$T = 9549 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.2d)$$

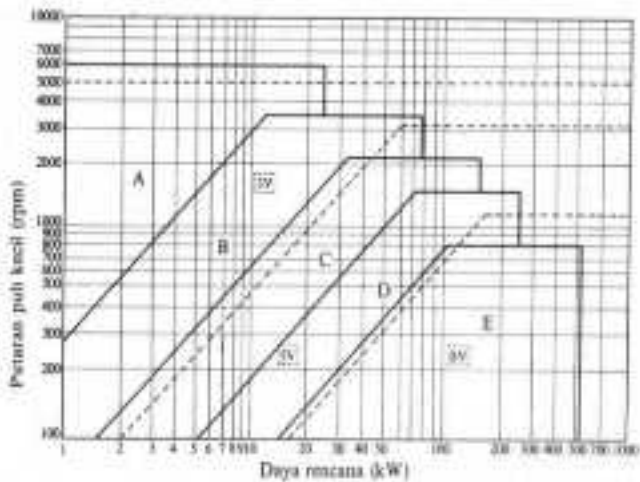
Dimana : T = torsi , N.m
n = kW

Persamaan diatas menyatakan hubungan antara torsi dan daya dengan berbagai macam satuan, bila yang diinginkan torsi-perencanaan T_d , maka daya yang dipakai adalah daya perencanaan (P_d)

2.5.2 Pemilihan Belt

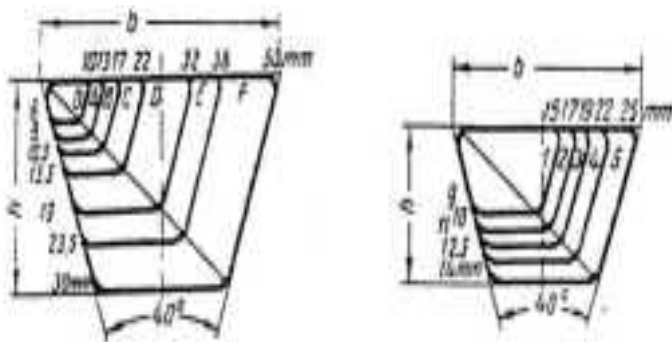
Setelah diperoleh Daya desain (Pd) dan putaran puleyang kecil (n), maka jenis belt dapat dicari dengan menggunakan gambar dibawah ini.

(Sularso,1997 : 7)



Gambar 2.14 Diagram Pemilihan V-belt

Cara seperti ini bukan satu-satunya cara, dengan cara yang lain bisa dilakukan misalnya dengan menghitung dulu luas penampang belt (A) yang diperlukan, selanjutnya akan didapatkan jenis belt (O, A, B, C, D, E dan F) dengan menggunakan gambar dibawah ini.



(a)

(b)

Gambar 2.15 Dimensi Beberapa Tipe Dari V-belt

a) Jenis belt : 0, A, B, C, D, E dan F

b) Jenis Belt : 1, 2, 3, 4, dan 4

(sumber : Dobrovolsky, 1985: 217)

2.5.3 Pemilihan Atau Perhitungan Diameter Puli

Untuk memilih atau menghitung besarnya diameter puli, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran (i). Bila rangkakan diabaikan, maka rumus yang dipakai adalah persamaan(2.3a), sedangkan bila rangkakan tidak diabaikan maka persamaan yang dipakai adalah persamaan (2.3b).

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \dots\dots\dots(2.3a)$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} (1 + \zeta) \dots\dots\dots(2.3b)$$

Dimana :

- i = Velocity ratio
- D_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
- D_2 = Diameter pulley yang digerakkan (mm)
- n_1 = Putaran pulley penggerak (rpm)
- n_2 = Putaran pulley yang digerakkan (rpm)
- ζ = Koefisien rangkaian (1 s/d 2)

Salah satu diameter pule direncanakan terlebih dahulu, biasanya diameter yang kecil yang direncanakan terlebih dahulu, sebagaimana ditunjukkan dalam tabel di bawah ini.

(Sumber : Sularso, 2004 : 186)

Tabel 2.1. Diameter Pulley yang kecil

Tipe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diijinkan(mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan(mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

2.5.4 Kecepatan Keliling Atau Kecepatan Linier

Besarnya kecepatan keliling atau kecepatan linier yang biasa dilambangkan “v “ atau “u” dapat dinyatakan dengan persamaan

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \times 1000} \dots\dots\dots(2.4a)$$

Dimana :

v = kecepatan linier belt (m/det),

D = diameter pulley, mm

n = putaran pulley, rpm

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \times 12} \dots\dots\dots(2.4b)$$

(Sularso, 1997 : 170)

Dimana :

V = Kecepatan linier belt (ft/det)

D = Diameter pulley, (in)

Perhatikan persamaan diatas, diameter dan putaran puli (D dan n) berada dalam satu benda, artinya bila D_1 maka putarnnya juga n_1 , dan bila D_2 maka putarannya juga n_2 .

2.5.5 Panjang Belt (L)

Jarak kedua sumbu poros dan dan panjang belt saling berhubungan, untuk konstruksi *open belt drive* hubungan tersebut dapat dilihat pada persamaan dibawah, sedangkan konstruksi yang lain dapat dilihat pada Tabel dibawah.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4C}(D_2 - D_1)^2 \dots\dots\dots(2.5)$$

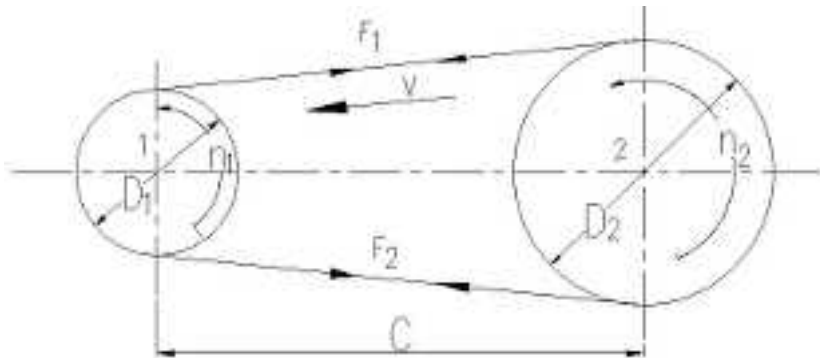
(Sularso, 1997 : 170)

Dimana :

C = Jarak sumbu poros

D_1 = Diameter pulley penggerak (mm)

D_2 = Diameter pulley yang digerakan (mm)



Gambar2.16 Panjang Belt, Jarak Antar Sumbu, dan Sudut Kontak

2.5.6 Jarak Kedua Sumbu Poros (C)

Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran belt, namun untuk mendapatkan ukuran belt yang panjangnya sama persis dengan hasil perhitungan umumnya sulit. Bila panjang belt sudah diketahui, maka jarak kedua sumbu poros dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini.

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \dots\dots\dots(2.6)$$

(Sularso, 1997 : 1998)

Dimana : $b = 2L - \pi(d_2 + d_1)$

Keterangan gambar:

α = Sudut kontak antara belt dengan pulley

F_1 = Gaya tarik pada bagian yang kencang

F_2 = Gaya tarik pada bagian yang kendur

P = Distribusi tarikan / gaya

N = Gaya normal

r = Jari – jari pulley

Hubungan antara F_1 , F_2 , koefisien gesek (f) dan sudut-kontak (α) secara analitis fleksibilitas belt yang melingkar pada pulley, dapat dinyatakan dengan persamaan dibawah ini (*Dobrovolsky, 1985 :204*)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} = m \dots\dots\dots (2.8a)$$

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots (2.8b)$$

Dimana :

F_e = Gaya efektif, selisih antara F_1 dan F_2

f = koefisien gesek, nilainya dipengaruhi oleh temperatur kerja dan creep, diasumsikan konstan, secara eksperimen dapat dilihat pada Table 2-2.

m = hanya sebagai lambang saja untuk menyingkat.

F_1 = gaya tarik belt pada bagian yang kencang (besar)

F_2 = gaya tarik belt pada bagian yang kendur (kecil)

Tabel 2.2 Koefisien gesek antara belt dan pulley.

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather :</u>				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton :</u>				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)

2.5.8 Rangkaian Elastis (Elastic Creep)

Pada saat belt berputar dan bekerja, massa belt persatuan unit waktu yang bergerak adalah konstan, baik yang terdapat pada bagian yang kencang (F_1) maupun pada bagian yang

kendor (F_2). Pada putaran yang konstan perkalian antara berat persatuan panjang belt (q) dengan kecepatan belt adalah konstan.

$$q \cdot v = C \text{ (konstan)} \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana :

q = Berat belt persatuan panjang

v = Kecepatan belt pada titik yang sama

Karena sifat elastisnya, maka bila tarikan belt berubah, dan juga berat per unit panjang berubah, serta terjadi perpanjangan relatif (ϵ), maka hubungan antara berat per unit panjang sesudah tarikan akan dapat ditulis sebagai berikut :

$$q = \frac{q_o}{(1 + \epsilon)} \dots\dots\dots (2.10a)$$

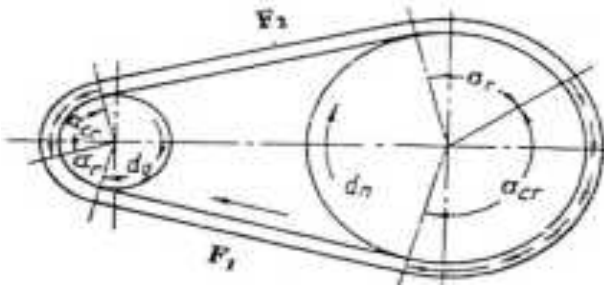
Dimana : q_o = Berat per satuan panjang sebelum ditarik, lbf/in

Sehingga :

$$\frac{v}{1 + \epsilon} = C \text{ (konstan)} \dots\dots\dots (2.10b)$$

Dari persamaan (2.9a – 2.9b) dapat dilihat bahwa, v paling besar terjadi pada saat ϵ maksimum, dan karena tarikan belt terjadi pada pulenya, maka berarti ada rangkakan (*creep*) dari belt terhadap pulley.

(V. Dobrovolsky, 1970 : 253)



Gambar 2.18 Kondisi Belt Dan Diagram Creep

2.5.9 Jumlah Belt (z)

Dari tegangan yang timbul akibat beban ini maka akan dicari jumlah belt yang dipakai dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d \cdot A} \dots\dots\dots(2.11)$$

(V. Dobrovolsky, 1970 : 253)

Dimana :

Z = Jumlah belt

A = Luasan (cm²)

σ_d = Tegangan yang timbul akibat beban

2.5.10 Tegangan Maksimal Yang Ditimbulkan (σ_{max})

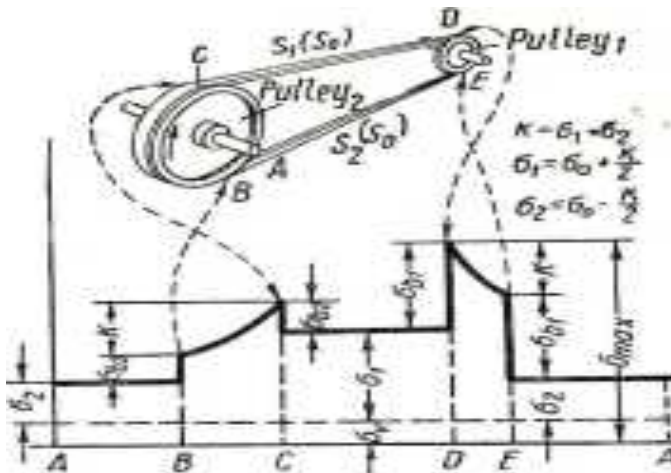
Tegangan maksimum yang terjadi ketika belt bekerja terdiri dari tegangan awal, tegangan untuk mentransmisikan daya, tegangan bending dan tegangan yang dikarenakan gaya

sentrifugal. Maka tegangan maksimum dapat dirumuskan sebagai berikut :

Dimana :

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \frac{F_e}{2.Z.A} + E_b \frac{h}{D_{\min}} + \gamma \frac{v^2}{10.g} \dots\dots\dots(2.12a)$$

(V. Dobrovolsky, , 1970 : 253)



Gambar 2.19 DiagramTegangan Pada Belt Yang Terjadi Di Berbagai Tempat (www.wikipedia.com)

$$\sigma_o = \frac{F_o}{A} \dots\dots\dots(2.12b)$$

Dimana :

F_o = Gaya awal, besarnya $\leq 12 \text{ kg/cm}^2$

F_e = Gaya keliling (kgf)

Z = Jumlah belt

A = Luas penampang belt (cm^2)

E_b = Modulus elastisitas belt (kg/cm^2)

D_{min} = Diameter minimum pulley (mm)

= Berat jenis belt (kg/dm^3)

g = Gravitasi (m/s^2)

2.5.11 Perhitungan Umur Belt

Dalam operasi yang normal pemeriksaan terhadap belt ditujukan pada pemeriksaan keausan pada serat – serat beltnya, yang timbul akibat adanya beban yang bervariasi, panas atau akibat kerugian daya (**belt losses**). Sebenarnya banyak faktor yang dapat mempengaruhi umur belt, namun yang terpenting adalah tegangan berulang (**cycles stress**) dan timbulnya panas.

Perubahan tegangan yang terbesar terjadi pada saat belt mulai memasuki pulley penggerak. Dalam hal ini dapat dikatakan bahwa bila belt bekerja dalam satu putaran akan terjadi perubahan beberapa kali, setiap kali terjadi perubahan tegangan , inilah yang dapat mempengaruhi umur belt. Oleh karena itu sebagai dasar perhitungannya, dipakai basis ”endurance limit” (fatigue limit) atau tegangan kelelahan.(*Dobrovolsky, 1985: 238*)

Umur belt dapat dihitung dengan rumus umum sebagai berikut :

$$\sigma_{\max}^m . 3600 . u . X . H = \sigma_{fat}^m . N_{base} \dots \dots \dots (2.13a)$$

Sehingga Umur BELT dapat dinyatakan dengan :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m$$

.....(2.13b)

Dimana :

H = Umur belt (jam)

N_{base}= Basis dari fatigue test, yaitu 10⁷ cycle

σ_{max}=Tegangan maksimum yang timbul,
lihatpersamaan .

u = Jumlah putaran per detik, atau sama dengan
v/L

v = Kecepatan, m/s dan L = panjang belt, (m)

X = Jumlah pulley yang berputar

Nilai σ_{fat} dan m ditentukan berdasarkan bahan dan tipe belt :

1. Untuk V-belt m = 8

(bahan terbuat dari karet dan cotton)

2. N_{base} = 10⁷ cycle, maka harga σ_{fat} adalah :

Untuk belt datar : σ_{fat} = 60 kg/cm² (bahan karet)

Untuk belt datar : σ_{fat} = 30 kg/cm² (bahan cotton)

Untuk V-belt : σ_{fat} = 90 kg/cm²

2.5.12 Tegangan Yang Timbul Akibat Beban (d)

Penampang pada belt bisa dipilih berdasarkan tegangan yang diambil dan tegangan yang bekerja pada belt persatuan luas serta faktor kecepatan dan sudut kontak. Apabila seluruh

beban bekerja pada belt maka tegangan yang timbul dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_o \cdot \sigma_o \dots\dots\dots(2.14)$$

(*V. Dobrovolsky, 1970 : 245*)

Dimana :

φ_o = Faktor tarikan (0,7 – 0,9)

σ_o = Tegangan awal

= Untuk belt datar 18 kg/cm²

= Sedangkan untuk V-belt 12 kg/cm²

2.5.13 Sudut Kontak ()

Untuk mencari sudut kontak, maka dapat diketahui dengan rumus :

$$\alpha = 180^0 - \frac{D_2 - D_1}{C} \cdot 60^0 \dots\dots\dots(2.15)$$

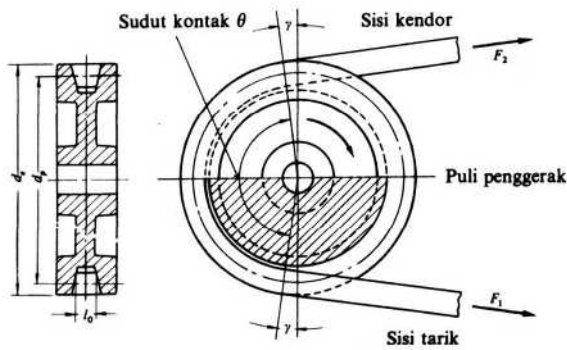
(*V. Dobrovolsky, 1970 : 242*)

Dimana :

C = Jarak sumbu poros

D₁ = Diameter pulley penggerak (mm)

D₂ = Diameter pulley yang digerakannya (mm)



Gambar 2.20 Sudut Kontak Belt
(V. Dobrovolsky, 1970 : 245)

2.5.14 Dimensi Pulley

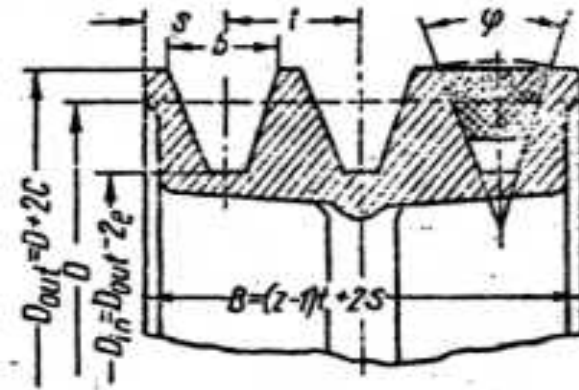
Untuk menentukan dimensi pulley, maka dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned} D_{out} &= D + 2.c \\ D_{in} &= D_{out} - 2.e \quad \dots\dots\dots(2.16) \\ B &= (Z-1).t + 2.s \end{aligned}$$

(V. Dobrovolsky, 1970 : 254)

Dimana :

- D_{out} = Diameter luar pulley (mm)
- D_{in} = Diameter dalam pulley (mm)
- B = Lebar pulley (mm)



*Gambar 2.21 Bentuk Dan Dimensi Pulley
(V. Dobrovolsky, 1970 : 245)*

2.5.15 Gaya – Gaya Yang Diterima Poros Pulley

Perhitungan gaya yang diterima poros pulley dapat diketahui dengan persamaan :

$$F_R = 1,5F \sin \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots(2.17)$$

(Sularso, 1997 : 171)

Dimana :

F_R = Gaya yang diterima pada poros pulley

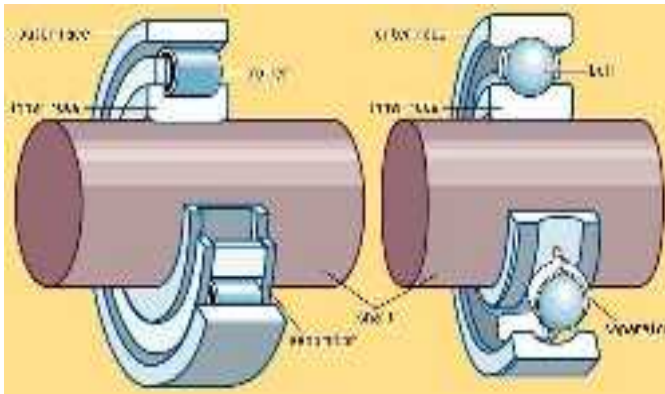
F_t = Gaya keliling pada belt

ϕ_0 = mempunyai nilai 0,7

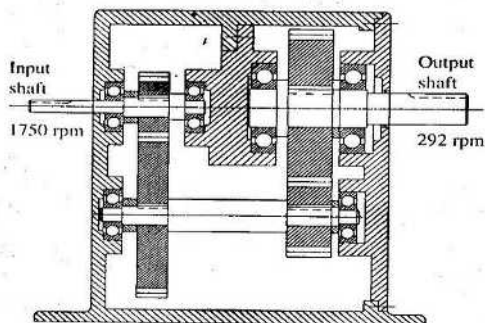
α = sudut kontak

2.6 Bantalan (Bearing)

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan umur pakai panjang. Agar elemen mesin dapat bekerja dengan baik maka bantalan harus dipasang cukup kokoh.



Gambar 2.22 Kontruksi Poros Dengan Bearing
(www.wikipedia.com)



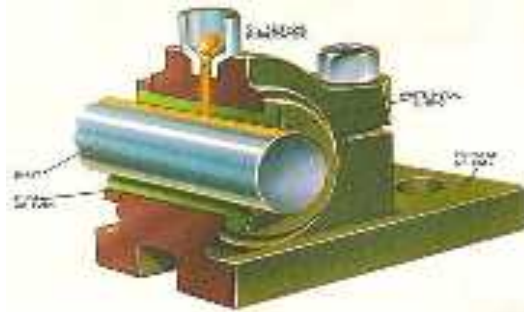
Gambar 2.23 Bearing Sebagai Penyangga Poros Pada Sebuah Reduce (www.wikipedia.com)

2.6.1 Klasifikasi Bantalan

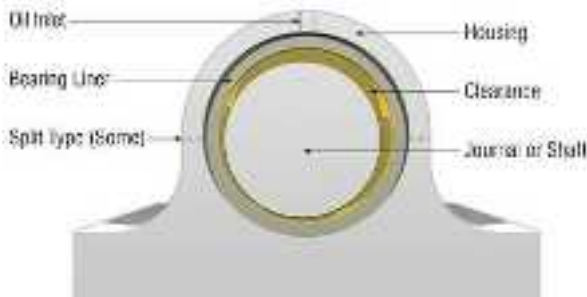
Bearing secara garis besarnya dapat dikelompokkan menjadi dua, yaitu : Journal Bearing dan Rolling Bearing.

1. *Journal Bearing (Bantalan Luncur)*

Pada bearing ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bearing, karena permukaan poros yang berputar bersentuhan langsung dengan bearing yang diam dan dapat menahan beban tegak lurus dengan poros. Karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas



Gambar 2.24 Journal Bearing (Bearing house.net)



Gambar 2.25 Journal Bearing Dan Ketebalan Minyak Pelumas (Bearing house.net)

2. *Rolling Bearing (Bantalan Gelinding)*

Pada bearing ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam pada bearing, bagian yang berputar tersebut adalah : bola, silindris dan jarum, antara poros dan bearing tidak terjadi gesekan.



Gambar 2.26 (Ball Bearing Dan Roller Bearing) (Bearing house.net)



Gambar 2.27 Rolling Bearing (Needle) (Bearinghouse.net)



Gambar 2.28 Bearing Terpasang Pada Mesin Sepedah Motor
(Bearing house.net)

2.6.2 Gesekan Dan Prediksi Umur Rolling Bearing

- Gesekan pada Rolling Bearing

Walaupun Rolling Bearing disebut bearing anti gesekan (*anti friction bearing*), tetapi karena adanya beban dan putaran, akan timbul gesekan diantara komponen bearing, yaitu : ring luar, bola atau rol, dan ring dalamnya. Koefisien gesek (f) dapat dilihat pada Tabel 2.2. yang didasarkan atas tipe bearingnya, serta kondisinya, dan koefisien gesek ini dihasilkan dari penelitian bertahun-tahun.

Tabel 2.3. Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

No	Tipe Bearing	Start		Selama Berputar	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

(Sumber : Deutschman, 1975 : 482)

Akibat adanya gesekan ini, akan menyebabkan kehilangan daya, secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus : (Sumber : Deutschman, 1975 : 482)

$$f_{HP} = \frac{T_f \cdot n}{63.025} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n}{126.050} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana:

f_{HP} = Daya yang hilang karena gesekan, HP

T_f = Torsi akibat gesekan, lbf.in

F_r = Gaya radial pada bearing, lbf

F = Koefisien gesek (Tabel 2.3)

- **Prediksi Umur Bearing**

Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur bearing (dinyatakan dalam jam) dapat ditulis dengan persamaan :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots (2.19)$$

(Sumber : Deutschman, 1975 : 482)

Dimana :

- L_{10h} = Umur bearing, jam-kerja
- C = Beban dinamis (dapat dilihat dari table) ,lbf
- n = putaran poros, rpm
- P = Beban Ekvivalen (equivalent load)
- B = Konstanta yang tergantung tipe beban. ($b= 3$ untuk ball bearingdan $b= 3,33$ untuk rolling bearing)

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (Anti Friction Bearing Manufacturers Association) yang dimaksud dengan beban ekvivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bearing dengan ring dalam yang berputar,yang akan memberi umur yang sama,seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Dalam kenyataannya bearing biasanya menerima beban kombinasi antara beban radialdan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luarnya yang berputar. Sehingga persamaan beban ekvivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi :

$$P = V.X.F_r + Y.F_a \dots\dots\dots (2.20)$$

(Sumber : *Deutschman, 1975 : 482*)

Dimana :

P = Beban ekivalen, lbf

Fr = Beban radial, lbf

Fa = Beban aksial, lbf

V = Faktor putaran (konstan) bernilai :

= 1,0 untuk ring dalam berputar

= 1,2 untuk ring luar yang berputar

X= Konstanta radial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Y = konstanta aksial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah berikut :

1. Cari terlebih dahulu harga : $i.F_a/Coi$ = jumlah deret bearing.
2. Kemudian dari harga ini, ditarik garis ke kanan sampai pada kolom e , sehingga didapat harga e.
3. Cari harga: $F_a/(V.F_r)$, dan bandingkan dengan harga e , akan diperoleh kemungkinan : $F_a/(V.F_r) < e$ atau $F_a/(V.F_r) = e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$.
4. Dari perbandingan harga tersebut, maka akan didapatkan harga X dan Y dari kolom : $F_a/(V.F_r) \leq e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$. Khusus untuk deret satu (single row bearing) , bila harga $F_a/(V.F_r) \leq e$, maka X = 1 dan Y = 0.
5. Dapat dibantu dengan Interpolasi atau Extrapolasi.

Dimana : F_s = Konstanta kondisi beban,dapat dilihat pada Tabel 2.4.

Tabel 2.4. Ball bearing service factors, F_s

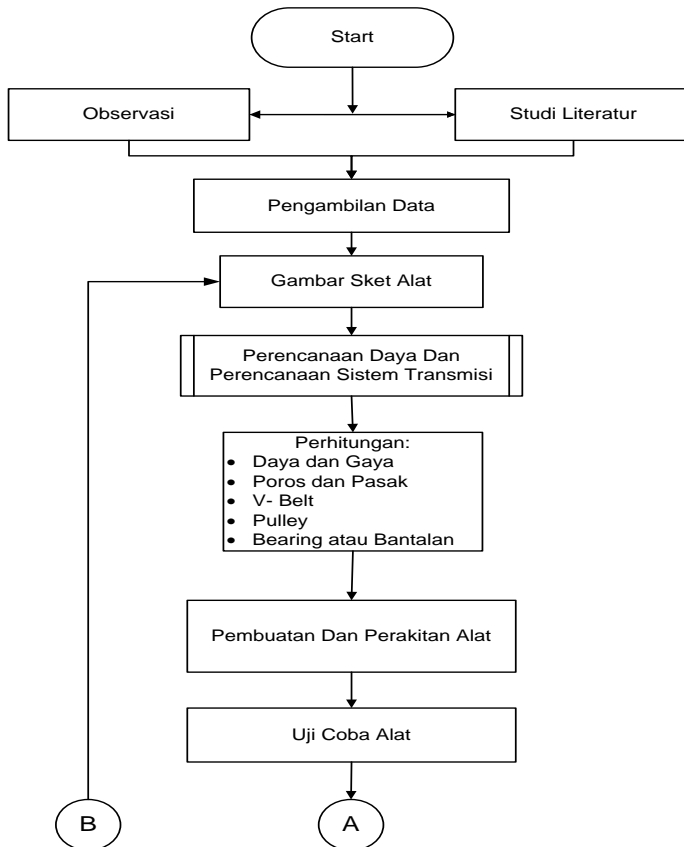
No	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

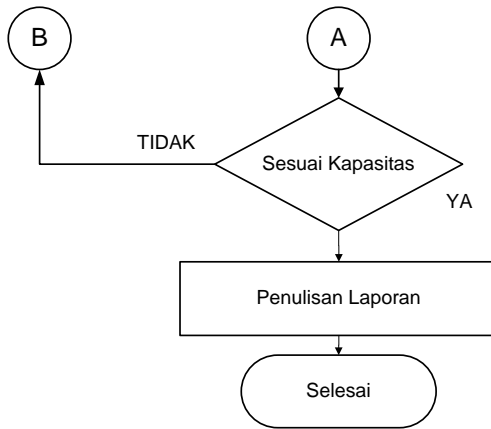
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

Metode yang digunakan dalam suatu analisa atau studi harus terstruktur dengan baik sehingga dapat dengan mudah menerangkan atau menjelaskan penelitian yang dilakukan. Oleh karena itu dalam penelitian ini digunakan metode simulasi dan eksperimen yang dapat diuraikan seperti diagram alir berikut ini :

3.1 Diagram Alir





Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Penjelasan Diagram Alir

a) Observasi

Observasi dilakukan dengan mensurvei alat-alat pencacah yang pernah ada serta mengamati mekanisme seperti alat pencacah rumput gajah, pencacah jerami dan alat pencacah enceng gondok.

b) Studi Literatur

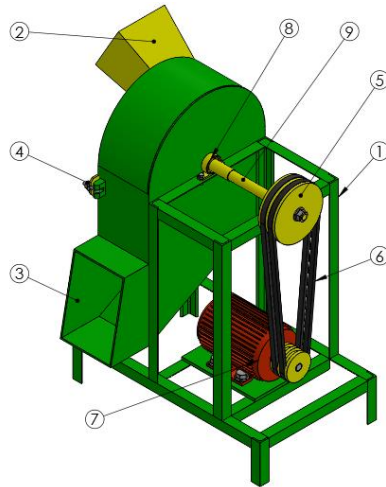
Studi literature dilakukan dengan cara melakukan pencarian data-data maupun pengamatan jurnal-jurnal, buku mata kuliah yang bersangkutan, pencarian pustaka di internet.

c) Pengambilan Data

Pengambilan data diambil dari peternak-peternak yang memanfaatkan batang dan daun jagung sebagai pakan ternak guna mendukung data-data yang diperlukan.

d) *Gambar Sket Alat*

Desain alat yang dimaksud adalah untuk merencanakan sebuah mesin pencacah tebon jagung dengan data-data yang diperoleh dari studi literatur maupun observasi lapangan.



Gambar 3.2 Gambar Sket Alat Pencacah tebon jagung

Keterangan gambar :

- 1 . Kerangka mesin
2. Cerobong masuk tebon jagung
3. Cerobong keluar hasil cacahan tebon jagung
4. Pengunci
5. Puli
6. Sabuk “v”
7. Motor listrik
8. Bearing
9. Poros

e) *Perencanaan Daya Dan Sistem Transmisi*

Pada perencanaan daya dan system transmisi ini dilakukan perhitungan tentang daya, gaya dan transmisi yang akan digunakan pada mesin pencacah tebon jagung, meliputi pulley dan belt.

f) *Perhitungan*

Pada tahap ini dilakukan perhitungan tentang poros, pasak, belt, pulley dan bearing/bantalan pada mesin pencacah tebon jagung.

g) *Pembuatan Dan Perakitan Alat*

Dengan hasil perhitungan maupun observasi dilapangan pembuatan dan perakitan alat sangat diperlukan untuk mendukung terciptannya mesin pencacah tebon jagung.

h) *Uji Coba Alat*

Setelah alat pencacah tebon jagung selesai maka alat tersebut diuji pada sudut idealnya dengan kapasitasnya.

i) *Penulisan Laporan*

Setelah semua data-data sudah didapatkan dan mesin pencacah tebon jagung sudah tercapai maka yang terakhir penulisan laporan agar dapat mengetahui tujuan dari pembuatan alat tersebut.

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas perhitungan dalam merencanakan sistem transmisi pulley dan belt, bearing/bantalan dan pengujian kapasitas pada mesin pencacah tebon jagung.

4.1. Perhitungan Belt dan Pulley

4.1.1 Daya dan Momen Perencanaan

Besarnya daya yang dibutuhkan mesin pencacah tebon berkapasitas 200 kg/jam adalah 0,696 kW, kemudian daya motor listrik yang dipakai, $P = 0,746 \text{ kW}$ (*Abdul Malik, 2015*)

a. Daya Perencanaan

Untuk dapat mengetahui daya perencanaan atau daya Pdesain P_d yang dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut:

$$P_d = F_c . P$$

Dimana: F_c = factor koreksi mempunyai nilai 1,2 dengan ketentuan jumlah jam kerja perhari sebesar 3-5 jam.
(Dari tabel lampiran A₈)

$$P = 0,746 \text{ kw}$$

Maka :

$$P_d = F_c . P$$

$$P_d = 1.2 . 0,746 \text{ kW}$$

$$P_d = 0,9 \text{ kW}$$

b. Momen Perencanaan

Untuk mengetahui driver pulley dapat dilihat pada gambar 3.1, dan untuk mengetahui torsi driver pulley dapat dihitung seperti berikut ini:

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P}{n}$$

Diketahui: P = Daya perencanaan sebesar 0,9 kw
 n_1 = 1120 rpm diketahui dari daya motor listrik yang sebenarnya.
 n_2 = 193 rpm sudah dihitung dengan perhitungan kapasitas oleh Abdul Malik, 2015

Maka :

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \frac{P}{n_1}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{0,9 \text{ kw}}{1120 \text{ rpm}}$$

$$= 782,67 \text{ kgf.mm}$$

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \frac{P}{n_2}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{0,9 \text{ kw}}{193 \text{ rpm}}$$

$$= 4542 \text{ kgf.mm}$$

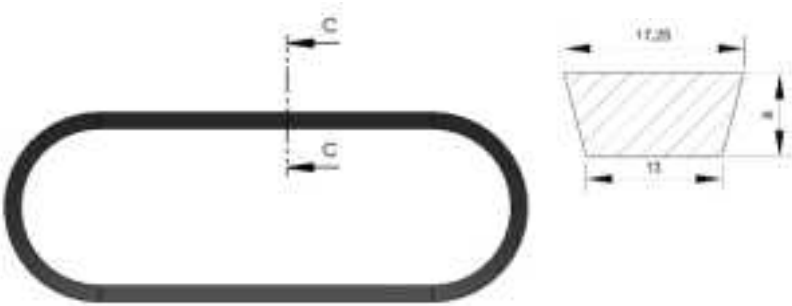
4.1.2 Pemilihan Belt

Jenis belt yang sesuai yang akan dipergunakan yaitu V-Belt karena gaya gesekan pada sabuk v-belt sangat besar sehingga dapat menghasilkan daya yang besar pada tegangan yang relative rendah selain itu penangannya mudah dan harganya murah. (dapat dilihat dilampiran A₁), maka didapatkan jenis V-Belt tipe A dan dimensi V-Belt tipe A adalah:

Tebal (h) : 8 mm

Lebar (b) : 13 mm

Luasan (A) : 0,81 cm²



Gambar 4.1 Dimensi Bel Jenis A

4.1.3 Diameter Pulley

Untuk menentukan diameter driver pulley dapat dilihat pada (lampiran A₇). Berdasarkan lampiran tersebut diperoleh diameter pulley kecil driver adalah 95 mm dengan bahan besi (steel) selanjutnya diperoleh diameter pulley driven dengan rumus berikut ini:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

Dimana: $n_1 = 1120$ rpm diketahui dari daya motor listrik yang sebenarnya

$n_2 = 193$ rpm sudah dihitung dengan perhitungan kapasitas oleh Abdul Malik, 2015

Maka:

$$D_2 = \frac{n_1}{n_2} \cdot D_1$$

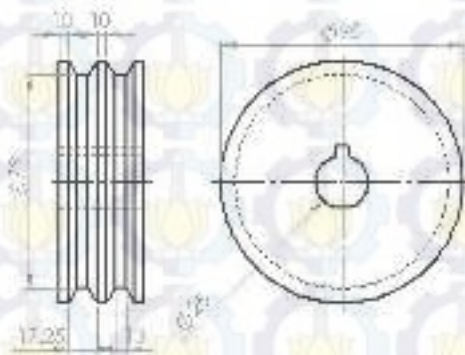
$$D_2 = \frac{1120rpm}{193rpm} \cdot 95mm$$

$$D_2 = 552 \text{ mm}$$

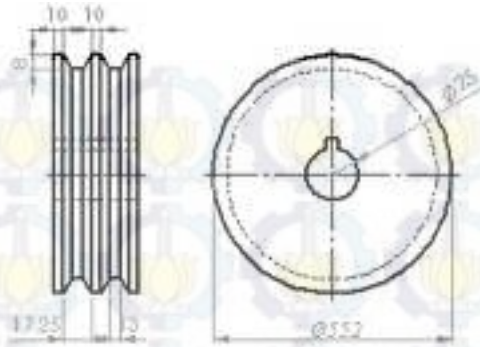
Jadi diameter pulley driven diketahui 552 mm

Maka Data data yang diperoleh dari perhitungan diatas diameter pulley driver dan driven dengan bahan besi (steel) adalah

- Diameter pulley driver (D_1) : 95 mm
- Diameter pulley driven (D_2) : 552 mm



Gambar 4.2 Diameter Pulley Driver (mm)



Gambar 4.3 Diameter Pulley Driven (mm)

Untuk menjaga agar tidak terjadi jepitan belt pada pulley, maka sudut groove φ dapat dihitung seperti rumus dibawah ini:



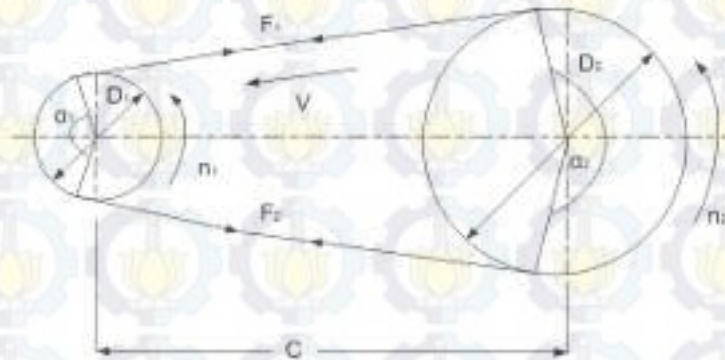
Gambar 4.4 Bentuk Sudut Groove Dari Pulley

Untuk menentukan sudut groove dapat digunakan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\varphi &= 2 \tan^{-1} \cdot f \\ &= 2 \tan^{-1} \cdot 0,3 \\ &= 34^{\circ}\end{aligned}$$

4.1.4 Kecepatan Keliling

Kecepatan keliling pulley driver dapat dihitung dari persamaan sebagai berikut :



Gambar 4.5 Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Belt

Dimana : D_1 = Diameter pulley driver 95 mm
 n_1 = 1120 rpm diketahui dari daya motor listrik yang sebenarnya

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \times 1000}$$
$$v = \frac{\pi \cdot 95 \text{ mm} \cdot 1120 \text{ rpm}}{60 \times 1000}$$

$$v = 5,56 \text{ m / det}$$

Dari hasil perhitungan diatas, maka kecepatan linier pulley driver dapat dikatakan aman, karena nilai v tidak lebih dari 30 m/det

4.1.5 Panjang Belt

Untuk mencari panjang belt dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$L = 2.C + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{1}{4C} (D_2 - D_1)^2$$

Dimana $C = 550 \text{ mm}$ (asumsi sementara)

$D_1 =$ Diameter pulley driver 95 mm

$D_2 =$ Diameter pulley driven 552 mm

Maka :

$$L = 2.C + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{1}{4C} (D_2 - D_1)^2$$

$$L = 2.550\text{mm} + \frac{3,14}{2} \cdot (95\text{mm} + 552\text{mm}) + \frac{1}{4.550\text{mm}} (552\text{mm} - 95\text{mm})^2$$

$$L = 2210\text{mm}$$

Jadi dari tabel dimensi belt lampiran 1 A₄ dapat dipilih belt yang sesuai dengan pasaran dengan panjang 2210 mm.

4.1.6 Pengecekan Kembali Jarak Poros

Dari hasil yang diperoleh dari perhitungan panjang belt diatas, maka jarak poros dapat dihitung menggunakan rumus dibawah sebagai berikut :

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(d_2 + d_1)^2}}{8}$$

$$\begin{aligned} \text{Dimana : } b &= 2 \cdot 2210 \text{ mm} & b_2 + d_1 &= 552 \text{ mm} + 95 \text{ mm} \\ &= 4420 \text{ mm} & &= 647 \text{ mm} \\ &= 4420 \text{ mm} & &= 2032 \text{ mm} \\ &= 2388 \text{ mm} & & \end{aligned}$$

$$\text{Jadi : } C = \frac{2388 + \sqrt{(2388)^2 - 8(552 + 95)^2}}{8} \text{ mm}$$

$$C = \frac{2388 + \sqrt{5702544 - 1547560}}{8} \text{ mm}$$

$$C = \frac{2388 + \sqrt{4154984}}{8} \text{ mm}$$

$$C = \frac{2388 + 2038,4}{8} \text{ mm}$$

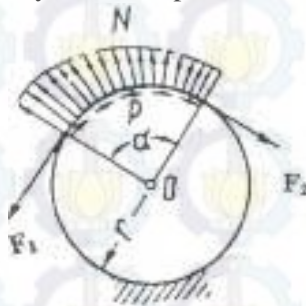
$$C = 553,3 \text{ mm}$$

Maka jarak antara poros dengan hasil asumsi sementara mendekati yaitu 553,3 mm

4.1.7 Gaya – Gaya Pada Belt

a. Gaya Tarik Efektif

Perhitungan gaya yang akan dipindahkan dari pulley penggerak ke pulley yang digerakan sebesar dari perencanaan daya dan kecepatan keliling belt yaitu :



Gambar 4.6 Distribusi Tarikan Atau Gaya Pada Belt

Dimana: $P_d = 0,9 \text{ kW}$
 $v = 5,56 \text{ m/s}$

Maka : $F_e = \frac{102 \cdot P_d}{v}$
 F_e pada pulley 2

$$F_e = \frac{102 \cdot 0,9 \text{ kW}}{5,56 \text{ m/s}}$$

$$F_e = 16,5 \text{ kgf}$$

b. Sudut Kontak

Sudut kontak yang terjadi antara belt terhadap driver pulley dan driven pulley dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{C} \cdot 60^\circ$$

Dimana: D_1 = Diameter pulley driver 95 mm
 D_2 = Diameter pulley driven 552 mm
 C = Jarak poros 553,3 mm

$$\begin{aligned} \text{Maka : } \alpha &= 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{C} \cdot 60^\circ \\ \alpha &= 180^\circ - \frac{552 \text{ mm} - 95 \text{ mm}}{553,3 \text{ mm}} \cdot 60^\circ \\ \alpha &= 130,5^\circ \end{aligned}$$

Jadi sudut kontak yang terjadi sebesar $130,5^\circ$

Dimana $1 \text{ rad} = 57,32$ sehingga :

$$\alpha = \frac{130,5^0}{57,32}$$

$$\alpha = 2,27 \text{ rad}$$

c. Gaya Tarik Belt Pada Sisi Kendor Dan Kencang

Sehingga gaya tarik pada belt dapat diketahui dengan persamaan :

$$F_e = F_1 - F_2$$

Dimana :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \alpha}$$

Dimana :

F_e = Gaya efektif, selisih antara F_1 dan F_2

F_1 = Gaya tarik pada sisi kencang

F_2 = Gaya tarik pada sisi kendor

μ = koefisien gesek (0,3 untuk rubber)

α = Sudut kontak (rad)

e = Bilangan natural

F_e pada pulley dapat dihitung dengan rumus berikut:

Koefisien gesek (μ) = 0,3 dari table (lampiran A₁₁)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0,3 \cdot 2,27} = 3$$

$$F_1 = 3 \cdot F_2$$

Dimana :

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$F_e = 3F_2 - F_2 = 2 \cdot F_2$$

$$16,5 \text{ kgf} / 2F_2$$

$$F_2 = 8,25 \text{ kgf}$$

Jadi gaya tarik pada sisi kendur (F_2) = 8,25 kgf

$$F_1 = 3 \cdot F_2$$

$$F_1 = 3 \cdot 8,25 \text{ kgf}$$

$$F_1 = 24,75 \text{ kgf}$$

Jadi gaya tarik pada sisi kencang (F_1) = 24,75 kgf

4.1.8 Jumlah Belt

a. Perhitungan Tegangan Yang Timbul Akibat Beban

Untuk menghitung tegangan akibat beban yang terjadi maka dapat dilakukan dengan perhitungan berikut:

$$\text{mslrsi T} = \frac{c_j r \cdot c \cdot p}{0,9} \cdot \text{ak}^2$$

$$\text{mslrsi T} = \frac{c_j r \cdot 5}{0,9} \text{ dipilih } 0,7$$

$$\begin{aligned} d &= 0,7 \text{ m} \\ &= 2 \cdot 0,7 \cdot 12 \text{ kg/cm}^2 \\ &= 16,8 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Jadi tegangan yang timbul akibat beban pada belt adalah sebesar 16,8 kg/cm²

b. Jumlah Belt Yang Dibutuhkan (z)

Dari perhitungan tegangan efektif yang timbul akibat beban diatas, maka dapat dicari jumlah belt yang akan dipakai, dengan

menggunakan rumus dan perhitungan sebagai berikut :

$$z = \frac{F_e}{\sigma d \cdot A}$$

$$z = \frac{16,5 \text{ kgf}}{16,8 \text{ kg/cm}^2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2}$$

$$z = 1,2 \text{ belt}$$

Maka dari hasil perhitungan diatas, jumlah belt yang dibutuhkan hanya 2 belt.

4.1.9 Tegangan Maksimum Pada Belt

Tegangan maksimum pada belt yang ditimbulkan pada pulley driver dan pulley driven, dapat dicari menggunakan persamaan (2.5.10) sebagai berikut :

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \frac{F_t}{2 \cdot Z \cdot A} + E_b \frac{h}{D_{\min}} + \gamma \frac{v^2}{10 \cdot g}$$

Dimana: σ_o = Gaya awal, besarannya 12 kg/cm²

h = Tebal belt (0,08cm)

F_t = Gaya tangensial = F_e (16,5 kgf)

Z = Jumlah belt

A = Luas penampang belt (0,8 cm²)

E_b = Modulus Elastisitas belt (1200 kg/cm² dari tabel lampiran A₉)

D_{\min} = Diameter minimum pulley (9,5cm)

= Berat jenis belt (1,5 kg/dm³ dari tabel lampiran A₉)

g = Gravitasi (9,81m/s²)

v = kecepatan keliling 5,56 m/s

Sehingga :

$$\sigma_{\max} = 12 \text{ kg/cm}^2 + \frac{16,5 \text{ kgf}}{2.2.0,8 \text{ cm}^2} + 1200 \text{ kg/cm}^2 \frac{0,08 \text{ cm}}{9,5 \text{ cm}} + 1,5 \text{ kg/dm}^3 \frac{(5,56 \text{ m/s})^2}{10.9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$= 35,3 \text{ kg/cm}^2$$

Jadi tegangan maksimum yang ditimbulkan oleh belt sebesar 35,3 kg/cm²

4.1.10 Prediksi Umur Belt

Setelah mengetahui seluruh hasil perhitungan diatas, Umur belt dapat diprediksi dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$H = \frac{N_{base}}{3600.U.x} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{\max}} \right]^m$$

Dimana :

H = Umur belt (jam)

N_{base} = Basis dari *fatigue test* yaitu 10^7 cycle

fat = Fatigue limit (untuk V-belt = 90 kg/cm^a)

$_{\max}$ = Tegangan max. Yang ditimbulkan dari operasi belt.

X = Jumlah pulley yang berputar

m = 8 untuk belt jenis V-belt

U = Jumlah putaran belt per detik.

Untuk mengetahui jumlah putaran belt per detiknya dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$U = \frac{V}{L}$$

$$U = \frac{5,56 \text{ m/det}}{2,210 \text{ m}}$$

$U = 2,51$ putaran/detik

L = panjang belt

Sehingga :

$$H = \frac{N_{base}}{3600.U.x} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

$$H = \frac{10^7}{3600.2,51 \text{ put / s.} 2} \left[\frac{90 \text{ kg / cm}^2}{35,3 \text{ kg / cm}^2} \right]^8$$

$$H = \frac{10^7}{23760} [2,55]^8 \text{ jam}$$

$$H = 989.266,78 \text{ jam}$$

4.2 Perhitungan Bantalan

4.2.1 Perhitungan Beban Ekvivalen

Gaya horizontal (F_H) dan gaya vertical (F_V) sudah dihitung pada perhitungan poros oleh Abdul Malik, 2015. Untuk mengetahui gaya tersebut dapat dilihat pada gambar 3.2 no 8.

$$F_H = 16,45 \text{ lbf}$$

$$F_V = 59,81 \text{ lbf}$$

Untuk mengetahui beban radial (F_r) dilakukan dengan perhitungan dibawah.

Gaya Radial Bantalan:

$$F_r = \sqrt{(16,45 \text{ lbf})^2 + (59,81 \text{ lbf})^2}$$

$$F_r = 62 \text{ lbf}$$

Maka beban radial yang didapatkan adalah 62 lbf

Kemudia mencari bearing/ bantalan yang akan digunakan adalah tipe ball bearing-single row karena bearing ini kemampuan menerima beban aksial dapat mencapai 70% dari beban radial maka, dipilih diameter-dalam bearing 25 mm (Type P 205) disesuaikan dengan diameter poros.

Untuk mengetahui beban aksial dan beban radial yang diterima oleh bearing maka beban ekivalen dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$P = F_s (V.X.F_r + Y.F_a)$$

Dimana: F_s = Uniform and steady load ball bearing 1,0 (Pada lampiran table D1)

F_r = Maka beban radial (62 lbf)

F_a = Karena beban aksial tidak ada maka harga $F_a/(V.F_r) \leq e$, jadi nilai $X= 1$ dan $Y = 0$ (sumber: *Deustschman, 1975:482*)

V = Faktor putaran konstan bernilai (1,0 untuk ring dalam berputar)

X = Konstan radial

Y = Konstan aksial

Jadi besarnya beban eqivalen adalah :

$$\begin{aligned} P &= F_s (V.X.F_r + Y.F_a) \\ &= 1,0 (1,0 . 1 . 62 \text{ lbf} + 0.0) \\ &= 62 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.2.2 Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bearing/bantalan maka dapat dilakukan perhitungan seperti dibawah berikut :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

Dimana: L_{10} = Umur bearing, jam kerja

C = Beban dinamis di dapatkan dari diameter-dalam bearing yaitu 25 mm dengan dimension series (ball bearing-single row deep-groove) maka akan didapat nilai 3660 lb dapat dilihat (lampiran table D5)

n = Putaran poros. (193 rpm)

P = Beban ekivalen (62 lbf)

b = Konstanta beban. (b= 3 untuk ball bearing)

Maka :

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{C}{P}\right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \\ &= \left(\frac{3660 \text{ lb}}{62 \text{ lbf}}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 193 \text{ rpm}} \text{ jam kerja} \\ &= 227 \cdot \frac{1000000}{11580} \text{ jam kerja} \\ &= 19.602,76 \text{ jam kerja} \end{aligned}$$

4.2.3 Besar Daya Yang Hilang Dibantalan

Akibat adanya gesekan ini, akan kehilangan daya, secara pendekatan kehilangan daya dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut:

$$f_{HP} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n}{126.050} \cdot hp$$

Sebelumnya diketahui yaitu tipe (ball bearing-single row, deep-groove) direncanakan dengan diameter- dalam bearing (25 mm = 0,98 in)

Dimana:

hp = Daya yang hilang karena torsi gesek

n = Putaran poros (193 rpm sudah dihitung dengan perhitungan kapasitas oleh Abdul Malik, 2015)

d = Diameter lubang bantalan (0,98 in)

Fr = Gaya radial pada bantalan (62 lbf)

f = Koefisien gesek dari bearing dapat di lihat pada (lampiran tabel D2 pada waktu start radial)

Sehingga :

$$f_{HP} = \frac{0,0025 \cdot 62 \text{ lbf} \cdot 0,98 \text{ in} \cdot 193 \text{ rpm}}{126.050}$$

$$f_{HP} = 0,00023 \text{ hp}$$

Maka diketahui daya yang hilang dibantalan sebesar 0,00023 Hp

4.3 Hasil Rancangan Alat

Setelah dilakukan hasil perhitungan maupun observasi dilapangan maka pengadaan alat sangat diperlukan untuk mendukung terciptannya mesin pencacah tebon jagung.



Gambar 4.7 Foto Mesin Pencacah Tebon Jagung

4.4 Hasil Percobaan

Setelah mesin pencacah *tebon jagung* selesai, kemudian penulis melakukan percobaan. Dimulai dari persiapan 0,5 menit, pemotongan 1 menit, dan pengambilan hasil 0,5 menit. Dibawah ini adalah hasil percobaan dengan menggunakan mesin pencacah tersebut.

NO	Waktu percobaan (min)	Hasil cacahan tebon jagung (kg)	Kapasitas kg/s
1	2 menit	7,020 kg	0,117 kg/s
2	2 menit	7,110 kg	0,118 kg/s
3	2 menit	7,030 kg	0,117 kg/s
4	2 menit	6,965 kg	0,116 kg/s
Jumlah		28,125 kg	

Tabel 4.1 Hasil Cacahan Tebon Jagung

Untuk nilai rata-rata dari cacahan tebon jagung hasil percobaan:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{28,125 \text{ kg}}{8 \text{ menit}} \\ &= 3,51 \text{ kg/min} = 210 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

Kapasitas yang sebesar 210 kg/jam melebihi hasil perencanaan sebesar 200 kg/jam mungkin ini disebabkan karena asumsi massa yang dihasilkan setiap kali putar agak sedikit terlalu besar.

4.5 Pembahasan

Dari hasil pembuatan alat ini menunjukkan bahwa mesin dapat berjalan dengan lancar dan sesuai dengan kapasitas yang diinginkan yaitu 210 kg/jam namun, masih ada hal-hal yang kurang sempurna, misalnya hasil cacahannya tidak sama. Dan perlu adanya penyempurnaan lebih lanjut sehingga tidak hanya dapat mencacah tebon jagung saja tetapi juga dapat mencacah berbagai jenis bahan-bahan yang lain seperti, plastic, daging, ranting dan berbagai jenis daun.

4.6 Spesifikasi Mesin dan Petunjuk Pengoperasian

a. Spesifikasi Mesin

Spesifikasi mesin pencacah tebon jagung sebagai berikut:

1. Rangka, bahan baja (steel).
2. Motor berkapasitas 1Hp
3. V-belt rubber canvas panjang 2210 mm
4. 3 Pisau terbuat dari baja HSS
5. Radial ball bearing tipe 205, D=25 mm
6. Poros, bahan S45C, D=25mm
7. Pulley driver D=95mm
8. Pulley driven D=552mm
9. Kapasitas 210 kg/jam
10. Dimensi PxLxt = $105 \times 65 \times 105 = 716.625 \text{ cm}^3$

b. Petunjuk Pengoperasian

Cara kerja alat ini :

- a) Saklar tekan tombol on
- b) Mesin pencacah tebon jagung menyala
- c) Pisau berputar karena mendapatkan daya dari motor listrik yang dihubungkan dengan belt dan pulley.
- d) Kemudian tebon jagung dimasukkan kedalam cerobong masuk.
- e) Tebon jagung tercacah didalam ruang cacahan.
- f) Hasil dari cacahan tebon jagung akan keluar melalui saluran keluar.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dan pembahasan maka didapatkan sistem transmisi mesin pencacah tebon tagung sebagai berikut:

- a. Pulley pada mesin pencacah tebon jagung terbuat dari bahan besi (steel) yaitu dengan :
 - Diameter puli driver = 95 mm
 - Diameter puli driven = 552 mm
- b. Dari perencanaan belt maka dipilih jenis belt maupun bahan belt yang dipergunakan yaitu :
 - Panjang belt = 2210 mm
 - Bahan belt = rubber canvas
 - Jenis V-Belt tipe (A) dengan :
 - Lebar (D) = 13 mm
 - Tebal (h) = 8 mm
 - Luasan (A) = $0,81 \text{ cm}^2$
 - Umur belt = 989.266,78 jam
- c. Bearing/bantalan yang dipergunakan yaitu:
 - Diameter –dalam bearing 25 mm (Type P 205)
 - Jenis bearing : (ball bearing-single row deep-groove)
 - Umur bearing : 1.670.207,25 jam kerja
- d. Kapasitas mesin pencacah tebon jagung yang dihasilkan mencapai 210 kg/jam.
- e. Dimensi mesin pencacah tebon jagung:
 - Panjang = 105 cm
 - Lebar` = 65 cm
 - Tinggi = 105 cm

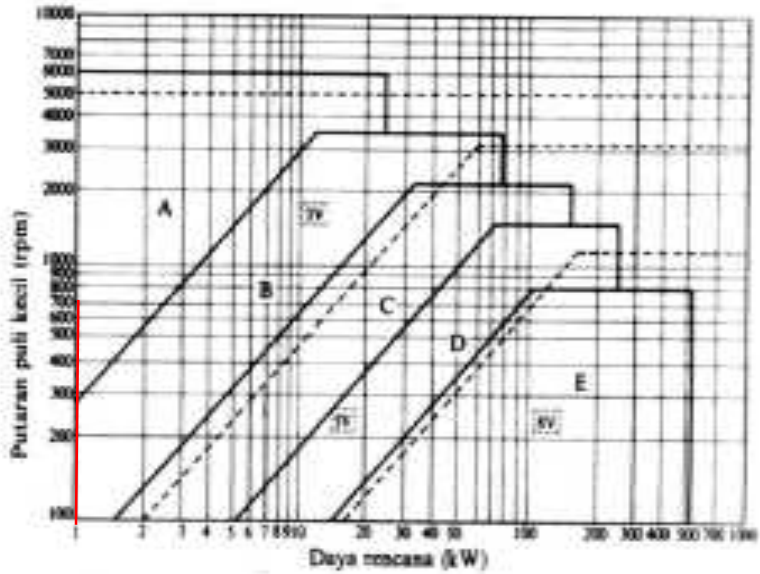
- Volume = 716.625 cm³

5.2 Saran

Dengan pembuatan mesin pencacah tebon jagung ini diharapkan ada penyempurnaan mengenai alat tersebut sehingga dapat menunjukan hasil yang lebih baik lagi dengan kapasitas lebih dari 210 kg/jam. Atau dapat dikembangkan lagi dengan merubah bentuk pisau sehingga tidak hanya dapat memotong tebon jagung tapi juga dapat memotong berbagai jenis ranting, plastic dan daging.

Lampiran 1 BELT

Tabel A₁ : Pemilihan Belt



Tabel A₂ : Ukuran V-Belt

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_p)	$\alpha(^{\circ})$	H*	L_o	K	K_o	e	f
A	71 - 100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101 - 125	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 - 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161 - 200	36	16,03					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 - 250	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251 - 315	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 - 450	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500 - 630	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	631 atau lebih	38	37,45					

* Harga-harga dalam kolom H menyatakan ukuran standar.

Tabel A₃ : V-Belt Standar (bertanda *)

Penampang A			Penampang B		
13	* 65	117	16	* 68	*120
14	* 66	*118	17	* 69	121
15	* 67	119	18	* 70	*122
16	* 68	*120	19	* 71	123
*17	* 69	121	20	* 72	124
*18	* 70	*122	21	* 73	*125
*19	* 71	123	22	* 74	126
*20	* 72	124	23	* 75	127
*21	* 73	*125	24	* 76	*128
*22	* 74	126	*25	* 77	129
*23	* 75	127	*26	* 78	*130
*24	* 76	*128	*27	* 79	131
*25	* 77	129	*28	* 80	*132
*26	* 78	*130	*29	* 81	133
*27	* 79	131	*30	* 82	134
*28	* 80	132	*31	* 83	*135
*29	* 81	133	*32	* 84	136
*30	* 82	134	*33	* 85	137
*31	* 83	*135	*34	* 86	*138
*32	* 84	136	*35	* 87	139
*33	* 85	137	*36	* 88	*140
*34	* 86	138	*37	* 89	141
*35	* 87	139	*38	* 90	*142
*36	* 88	*140	*39	* 91	143
*37	* 89	141	*40	* 92	144
*38	* 90	142	*41	* 93	*145
*39	* 91	143	*42	* 94	146
*40	* 92	144	*43	* 95	147
*41	* 93	*145	*44	* 96	*148
*42	* 94	146	*45	* 97	149
*43	* 95	147	*46	* 98	*150
*44	* 96	148	*47	* 99	151
*45	* 97	149	*48	*100	152
*46	* 98	*150	*49	101	153
*47	* 99	151	*50	*102	154
*48	*100	152	*51	103	*155
*49	101	153	*52	104	156
*50	*102	154	*53	*105	157
*51	103	*155	*54	106	158
*52	104	156	*55	107	159
*53	*105	157	*56	*108	*160
*54	106	158	*57	109	161
*55	107	159	*58	*110	162
*56	*108	*160	*59	111	163
*57	109	161	*60	*112	164
*58	*110	162	*61	113	*165
*59	111	163	*62	114	166
*60	*112	164	*63	*115	167
*61	113	*165	*64	116	168
*62	114	166	*65	117	169
*63	*115	167	*66	*118	*170
*64	116	168	*67	119	171

Tabel A4 : Panjang V-Belt Standar

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Tabel A5 : Panjang V-Belt Sempit

3 V			5 V		
Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)	Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)
3V 250	635	631	5V 500	1270	1262
3V 265	673	669	5V 530	1346	1338
3V 280	711	707	5V 560	1422	1414
3V 300	762	758	5V 600	1542	1516
3V 315	800	796	5V 630	1600	1592
3V 355	851	847	5V 670	1702	1694
3V 355	902	898	5V 710	1803	1795
3V 375	953	949	5V 750	1905	1897
3V 400	1016	1012	5V 800	2032	2024
3V 425	1080	1076	5V 850	2159	2151
3V 450	1143	1139	5V 900	2286	2278
3V 475	1207	1203	5V 950	2413	2405
3V 500	1270	1266	5V 1000	2540	2532
3V 530	1346	1342	5V 1060	2692	2684
3V 560	1422	1418	5V 1120	2845	2837

Tabel A₆: Overload Faktor

Table 10-4 Overload Factor, K_o (for speed increasing and decreasing drives)*

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.75 or higher
Light shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium shock	1.50	1.75	2.25 or higher

* For speed increasing drives of spur and bevel gears that run balanced and having close pitch, add 0.10 $(\text{in/g})^{1/2}$ to the factors in Table 10-4, where N_{1p} is number of teeth in pinion.

N_{1p} = number of teeth in pinion.

SOURCE: AGMA.

Tabel A₇ : Diameter Minimum Pulley yang Diizinkan (mm)

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Tipe sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360

Tabel A₇ :Diameter Pulley

(All dimensions in mm)

Type of belt	a	d	s	r	f	e	No. of stress grooves (n)	Groove angle (α) in degrees
A	11	12	3.3	8.7	18	11	8	32, 34, 38
B	14	15	4.2	10.8	12.5	18	9	32, 34, 38
C	19	20	5.7	14.3	17	25.5	14	34, 36, 38
D	27	28	8.1	18.9	24	37	14	34, 36, 38
E	32	33	9.6	22.4	28	44.5	20	—

Source: Face width (W) = (n + 1) e + 2 f.

Tabel A₈ : Faktor Koreksi

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 200%		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar bajang, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Variasi beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Tabel A₉ : Dimensi dan Bahan untuk Belt

	Canvas	Rubber canvas	Sulphur-woven cotton	Woven asbestos	Interlocked rubber	Woven semi-rubber
Thickness in mm	3.0-3.6	3.0-3.6	3.0-3.6	3.0-3.6	3.0-3.6	3.0-3.6
Ratio k in mm	Single 3.0-3.6 Double 2.5-3.0	2.5-3.0	4.5-5.5	6-8	1.2-2.5	1.25
Anti-static strength in kg/cm ²	20	60 (without layers), 20 (with layers)	20-30	20	20	30
Area of rupture	1/16 in 200 kg/cm ²	1/16 in rupture	70-75 in rupture	60 in rupture	1/16 in rupture	1/16 in rupture
$\frac{P_{max}}{S}$ recommended	15	40	20-40	30	10	30
allowable	15	30	15-30	25	10	25
recommended maximum velocity V_{max} in m/sec	40	50-60	25	30	15	30
Air weight γ in kg/cm ³	0.08	1.25-1.50	0.15-0.25	0.90-1.10	2.1-2.2	2.1-2.2
modulus E	20	15	10	18	10	20
modulus E	300	100	100	150	200	150
modulus of elasticity E_p in kg/cm ²	1,000-1,500	800-1,200	200-300	-	1,000-1,200	-

Tabel A₁₀ : Tipe dimensi dan V belt ganti

Cross-sections of V belts	Dimensions in Fig. 125							Values in Fig. 125				
	D	A	B	C	D	E	F	I	J	K	L	M
Cross-section area F in cm ²	6.5	6.8	7.4	8.2	8.8	9.8	11.7	1.3	1.2	1.6	2.2	3.7
Conformity with the standard design of belt length in mm	500*	500*	630*	1,800	3,130	4,500	6,300	560*	365*	900*	590*	950*
Distance between design and inner length of belt in mm	2,500	4,900	8,300	9,000	11,000	14,900	14,900	1,125*	1,400*	1,400*	1,400*	1,400*
Distance between design and inner length of belt in mm	26	33	40	55	76	95	120	38	43	46	52	59
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	63	90	125	200	315	500	900	80	140	100	125	140
Contacts in kernels (34)	4	23	28	29	30	32	32					
	300	180	180	215	260	318	440					
Minimum recommended velocity v_{min} in m/sec	25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30
Edge width of belt a_g in mm	9.5	11	14	15	17	22	42					
and sizes of pulley grooves (Fig. 125)*	ϕ	13	12.5	16	21	28.5	36	43				
	ϵ	2.5	3.5	5	6	8.5	13	12.5				
	f	12	16	20	26	37.5	44.5	56				
	z	8	10	12.5	17	24	29	38				
	γ^0	34-45			26-40			38-48				






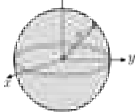
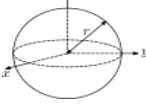
Note: The angle of groove γ is altered depending on the pulley diameter; ϕ least angle corresponds to a lesser diameter.

Tabel A₁₁ : Koefesien gesek antara belt dan pulley

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather</u> :				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton</u> :				
Solid woven				
Stitched	0.28	0.25	0.22	0.22
<u>Woolen</u>	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Rubber</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
	0.35	0.32	0.30	0.30

Lampiran 2

Tabel B momen Inersia

Benda	Poros	Gambar	Momen inersia
Batang silinder	Pusat		$I = \frac{1}{12}mL^2$
Batang silinder	Ujung		$I = \frac{1}{3}mL^2$
Silinder berongga / Piringan	Melalui sumbu		$I = mR^2$
Silinder pejal	Melalui sumbu		$I = \frac{1}{2}mR^2$
Silinder pejal	Melintang sumbu		$I = \frac{1}{4}mR^2 + \frac{1}{12}mL^2$
Bola pejal	Melalui diameter		$I = \frac{2}{5}mR^2$
Bola berongga	Melalui diameter		$I = \frac{2}{3}mR^2$

Lampiran 3
Tabel C₁ : konversi

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989 × 10 ⁻⁵ kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N·m	= 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft	= 1.355 818 J·m
Momentum (mV)			
1 kg·m/s	= 7.232 94 lbf·ft/s	1 lbf·ft/s	= 0.138 256 kg·m/s
	= 0.224809 lbf·s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf·ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/h	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf·ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m·s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0 × 10 ⁵ Pa = 100 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
1 atm	= 101.325 kPa		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 1.01325 bar		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 760 mm Hg [0°C]		
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	1 ft	= 0.304 8 m
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 m m Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 134.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm	= 2.98597 × 10 ⁻⁴ kJ/kg
			= 1.28507 × 10 ⁻⁴ Btu/lbm

Tabel C₂ : lanjutan

TABLE C ₂ : Conversion Factors	
Area	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.315 908 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3937 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609 344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

Tabel C₃ : lanjutan

TABLE (Continued) Conversion Factors		
Specific kinetic energy (V^2)		
1 m^2/s^2 = 0.001 kJ/kg	1 ft^2/s^2 = 3.9941×10^{-2} Btu/lbm	
1 kJ/kg = 1000 m^2/s^2	1 Btu/lbm = 25037 ft^2/s^2	
Specific potential energy (Zg)		
1 $m \cdot g_{\text{int}}$ = 9.80665×10^{-2} kJ/kg	1 $ft \cdot g_{\text{int}}$ = 1.0 lbf-ft/lbm	
= 4.21607×10^{-2} Btu/lbm	= 0.001285 Btu/lbm	
	= 0.002989 kJ/kg	
Specific volume		
1 cm^3/g = 0.001 m^3/kg		
1 cm^3/g = 1 L/kg		
1 m^3/kg = 16.018 46 ft^3/lbm	1 ft^3/lbm = 0.062 428 m^3/kg	
Temperature		
1 K = 1 °C = 1.8 R = 1.8 F	1 R = (5/9) K	
TC = TK - 273.15	TF = TR - 459.67	
= (TF - 32)/1.8	= 1.8 TC + 32	
TK = TR/1.8	TR = 1.8 TK	
Universal Gas Constant		
R = $N_A k$ = 8.31451 kJ/kmol-K	R = 1.98589 Btu/lbmol-R	
= 1.98589 kcal/kmol-K	= 1545.36 lbf-ft/lbmol-R	
= 82.0578 atm-L/kmol-K	= 0.73024 atm-ft ³ /lbmol-R	
	= 10.7317 (lb/in. ²)-ft ³ /lbmol-R	
Velocity		
1 m/s = 3.6 km/h	1 ft/s = 0.681818 mi/h	
= 3.28084 ft/s	= 0.3048 m/s	
= 2.23694 mi/h	= 1.09728 km/h	
1 km/h = 0.27778 m/s	1 mi/h = 1.46667 ft/s	
= 0.91134 ft/s	= 0.44704 m/s	
= 0.62137 mi/h	= 1.609344 km/h	
Volume		
1 m^3 = 35.3147 ft^3	1 ft^3 = $2.831 685 \times 10^{-2}$ m^3	
1 L = 1 dm^3 = 0.001 m^3	1 in. ³ = 1.6387×10^{-5} m^3	
1 Gal (US) = 1.785 412 L	1 Gal (UK) = 4.546 090 L	
= $3.785 412 \times 10^{-2}$ m^3	1 Gal (US) = 231.00 in. ³	

Lampiran 4 D BEARING

Tabel D₁ : Tabel service faktor ball bearing

No	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

Tabel D₂ : Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

No	Tipe Bearing	Start		Selama Berputar	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

Tabel D₃ : Tabel Faktor X,Y

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings									
Contact angular α , deg	(Fa/Co)	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e	
		(Fa/V.Fr) > e		(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e			
		X	Y	X	Y	X	Y		
Radial Contact Ball Bearing									
5	0.014	0.50	2.35	1	0	0.55	2.30	0.19	
	0.028		1.99				1.99	0.22	
	0.056		1.71				1.71	0.26	
	0.084		1.53				1.55	0.28	
	0.110		1.45				1.45	0.30	
	0.170		1.31				1.31	0.34	
	0.280		1.15				1.15	0.38	
	0.420		1.04				1.04	0.42	
	0.560		1.00				1.00	0.44	
Angular Contact Ball Bearing									
5	0.014	0.50	2.30	Use X, Y and e evaluated applicable to single- row radial contact bearing	0.75	2.78	3.74	0.23	
	0.028		1.99			2.40	3.23	0.26	
	0.056		1.71			2.07	2.78	0.30	
	0.084		1.55			1.87	2.50	0.34	
	0.110		1.45			1.75	2.35	0.36	
	0.170		1.31			1.58	2.13	0.40	
	0.280		1.15			1.39	1.87	0.45	
	0.420		1.04			1.20	1.69	0.50	
	0.560		1.00			1.21	1.63	0.52	
10	0.014	0.46	1.88	1.0	0.75	2.18	2.30	0.19	
	0.028		1.71			1.99	1.99	0.22	
	0.057		1.52			1.76	1.71	0.26	
	0.096		1.41			1.63	1.55	0.28	
	0.110		1.34			1.55	1.45	0.30	
	0.170		1.23			1.42	1.31	0.34	
	0.290		1.10			1.27	1.15	0.38	
	0.430		1.01			1.17	1.04	0.42	
	0.570		1.00			1.16	1.00	0.44	

Detailen

Fa/V.Fr) > e, maka X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber: Deutschemen, 1975.

Catatan

$Fa/V.Fr) = e$, maka $X = 1$ dan $Y = 0$ (Single-row Bearing)

Sumber: Deuschman, 1975

Tabel D₅ : Tabel standar dimension and load rating of radial rolling bearing

Standard dimensions and load ratings of Radial Rolling Bearing

(C = basic static load, kN ; C₁₀ = basic dynamic load rating, kN)

Bearing Series	Outside Dim. d		Pitch Circle D	Dimensional Series											
	mm	in.		Width B	Self-aligning Ball Bearing		Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Self-aligning Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing		
					mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	
2	10	0.3937	5												
3	15	0.5913	6												
4															
5															
6															
7															
8															
9															
10	35	1.3780	11				80	140							
11	37	1.4567	12	50	160		160	180							
12	42	1.6535	13	50	160		170	190							
13	47	1.8496	14	55	170		170	200							
14	52	2.0472	15	60	180		170	210							
15	58	2.2835	17	120	210	2200	2200	2200	2200	2200					
16	62	2.4409	18	170	270	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	
17	68	2.6772	21	220	320	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	
18	72	2.8346	23	270	370	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	
19	78	3.0708	25	320	420	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	
20	85	3.3465	27	370	470	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	

Source: ISO 281:2007

DAFTAR PUSTAKA

1. Anggorodi, R., 1994. Ilmu Makanan Ternak Umum. Cetakan PT. Gramedia, Jakarta. 1984-1989.
2. Aron Deutschment : Machine Design Theory, Collier Macmillan International Editor, London, 1985.
3. Dobrovolsky, 1994 : Machine Design Data Handbook, McGraw Hill, Inc.new York.
4. Lubis, D. A, 1992. Ilmu Makanan Ternak, PT. Pembangunan, Jakarta.
5. Mott Robert L, 2004 : Machine Elements in Mechanical Design, fourth edition, Pearson Prentice Hall, New Jersey.
6. Sato, G. Takeshi, 2000 : Menggambar Mesin Menurut Standart ISO, PT Pradnya Paramita, Jakarta
7. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10th Edition. Jakarta : PT. Pradnya Paramita 2002.
8. Supradian, Agus 2013. Sistem Transmisi Mesin Pencacah Rumput Gajah Berkapasitas 1350 Kg/Jam. Laporan Tugas Akhir. FTI-ITS, Jurusan D3 Teknik Mesin.
9. www.wikipedia.com dan Bearinghouse.net

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Penulis merupakan anak kedua dari tiga bersaudara yang dilahirkan pada tanggal 10 April 1993 di Mojokerto. Provinsi Jawa Timur. Pendidikan formal yang pernah ditempuh meliputi SDN Japanan 1, SMPN 1 Kemlagi, SMAN 1 Gedeg dengan bidang studi Ilmu Pengetahuan Alam. Setelah itu penulis meneruskan pendidikan tingkat perguruan tinggi di Program Studi D3 Teknik Mesin dan mengambil bidang studi Manufaktur

di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2011. Selama masa pendidikan baik di perkuliahan penulis aktif berorganisasi, penulis menjabat menjadi Staff Ristek 2012-2013, dan menjabat menjadi Staff Ahli Devisi Semi Otonom Bengkel 2013-2014 himpunan mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI-ITS. Penulis juga aktif didalam kegiatan organisasi 2013-2014. Penulis pernah melakukan kerja praktek di PT. Tjiwi Kimia Tarik Sidoarjo, Jawa Timur. Bagi pembaca yang ingin lebih mengenal penulis dan ingin berdiskusi lebih luas lagi dapat menghubungi E-mail: wahyuaahmad02@gmail.com dan ari-panda-es@yahoo.com untuk email facebook.